



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

**EDWALDER SILVA TEIXEIRA**

**DESENVOLVIMENTO DE UM FORNO COM A TECNOLOGIA  
COMBUSTÃO DE FILTRAÇÃO OPERANDO COM GÁS NATURAL  
VEICULAR**

**FORTALEZA  
2016**

EDWALDER SILVA TEIXEIRA

DESENVOLVIMENTO DE UM FORNO COM A TECNOLOGIA COMBUSTÃO DE  
FILTRAÇÃO OPERANDO COM GÁS NATURAL VEICULAR

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Processos, equipamentos e sistemas para energias renováveis

Orientador(a): Prof. Dr. Francisco Nivaldo Aguiar Freire  
Coorientador(a): Prof. Dr. William Magalhães Barcellos

FORTALEZA

2016

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação  
Universidade Federal do Ceará  
Biblioteca Universitária  
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

---

- T265d Teixeira, Edwalder Silva.  
Desenvolvimento de um forno com a tecnologia combustão de filtração operando com gás natural veicular / Edwalder Silva Teixeira. – 2016.  
80 f. : il. color.
- Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2016.  
Orientação: Prof. Dr. Francisco Nivaldo Aguiar Freire.  
Coorientação: Prof. Dr. William Magalhães Barcellos.
1. Forno. 2. Combustão por Filtração. 3. Meio poroso. 4. Gás natural veicular. I. Título.
- CDD 620.1
-

EDWALDER SILVA TEIXEIRA

DESENVOLVIMENTO DE UM FORNO COM A TECNOLOGIA COMBUSTÃO DE  
FILTRAÇÃO OPERANDO COM GÁS NATURAL VEICULAR

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de Concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis.

Aprovada em 26/08/2016

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Dr. Francisco Nivaldo Aguiar Freire (Orientador)  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

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

---

Prof.<sup>a</sup> Dra. Ana Fabíola Leite Almeida  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof. Dr. Daniel Xavier Gouveia  
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará (IFCE)

Dedico este trabalho inteiramente a Deus.

## AGRADECIMENTOS

Dedico este trabalho a Deus, por estar sempre ao meu lado e por me dar forças para superar os desafios do dia a dia.

À minha mãe, Maria Terezinha, por ter se dedicado toda à sua vida a mim.

Aos professores, Francisco Nivaldo Aguiar Freire e William Magalhães Barcellos pelo apoio e orientação durante este período.

A todos os professores do mestrado, em especial a professora Ana Fabíola Leite Almeida.

Aos colegas da empresa Esmaltec: Antônio dos Anjos, Nany Brito, Marcos Pascal, Geovani Bersa, Josiberto Ferreira, Carlos Augusto e Paulo Silva Santos.

Aos colegas do LAFFER (Laboratório de Filmes Finos em Energia Renováveis): Paulo Herbet, Marccone, Karine, Klayton, Felipe Mota, Jean Faber, Ana Paula, Raquele em especial ao Kevyn pela parceria e contribuição em várias atividades deste projeto.

Aos funcionários da UFC: Sr. Gadelha e o Bonfim pelas várias contribuições para desenvolvimento deste projeto.

E aos auxiliares administrativos do programa de pós-graduação, Valdi e Juliana, pela amizade e ajuda nas demais atividades.

À CAPES, pela concessão da bolsa que me permitiu desenvolver este trabalho.

À minha namorada, Gabriela, pela paciência e compreensão durante a realização deste projeto.

Aos amigos da turma 2014 do mestrado em engenharia mecânica, em especial ao Welkson pela ajuda e contribuição em algumas atividades do forno.

*“O pessimista se queixa do vento,  
o otimista espera que ele mude,  
o realista ajusta as velas do barco...”  
(William George Ward)*

## RESUMO

Esta pesquisa tratou do desenvolvimento de um forno não-convencional, construído a partir da aplicação da tecnologia “*Combustão de Filtração - CF*”, também conhecida como “*Combustão em Meios Porosos - CMP*”, operando com a queima do gás natural veicular (GNV). Essa tecnologia difere da convencional pelo fato da reação ocorrer nos interstícios de uma matriz porosa, que pode ser inerte ou catalítica. Um outro fator é que esta tecnologia não necessita dos tradicionais bicos queimadores, não havendo a necessidade de manutenção do processo de combustão, ocorrido por causa dos entupimentos dos bicos. A matriz porosa (ou meio poroso) utilizada no experimento foram espumas de carbetto de silício (SiC) e esferas de aluminas ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). A função da matriz porosa foi armazenar parte da energia que seria liberada pelo os gases da exaustão para pré-aquecer a nova mistura ar-combustível, de modo a obter uma maior extração de energia e garantir menores perdas de calor decorrentes dos gases de combustão. O objetivo deste trabalho foi o desenvolvimento de um forno que utilizou à tecnologia CF como fonte de aquecimento na queima do GNV. A estrutura construída do forno foi composta por uma câmara de aquecimento e o combustível testado foi o GNV. Uma mistura ar-combustível foi inflada na câmara, com uma frente de chama deslocando-se no leito poroso. Desse modo, os gases da combustão não queimados que normalmente seriam liberados na exaustão foram absorvidos pelo meio poroso (SiC), com elevada capacidade térmica para armazenar e recircular o calor. Essa energia armazenada em forma de calor foi transferida através dos processos simultâneos de condução, convecção e radiação para o compartimento interno (câmara) onde se encontrava o substrato (vidro) o qual foi aquecido até a uma temperatura de  $600^\circ\text{C}$ . Os resultados experimentais indicaram uma taxa de queima de  $1,713 \text{ kW}$  para uma razão de equivalência de  $\phi = 0,86$  e uma velocidade de escoamentos dos gases  $V_g = 0,35 \text{ m/s}$ . Por fim, verificou-se que o rendimento térmico obtido no forno foi de  $36\%$  em relação a energia fornecida.

**Palavra-chave:** Forno, Combustão por Filtração, Meio poroso, Gás natural veicular.

## ABSTRACT

This research dealt with the development of a non-conventional oven, built from the application of "filtration Combustion Technology-CF", also known as "Combustion in porous media-CMP", operating with the burning of natural gas vehicles (NGV). This differs from conventional technology because the reaction occurs in the interstices of a porous matrix, which can be inert or catalytic. Another factor is that this technology does not require the traditional burners; there is no maintenance of the combustion process, occurred because of clogging of the nozzles. The porous matrix (or porous medium) used in the experiment were foams of silicon carbide (SiC) and alumina balls ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). The function of porous matrix was storing part of the energy that would be released by the exhaust gases to preheat the new fuel-air mixture, in order to obtain a greater extraction of energy and ensure lower heat losses resulting from the combustion gases. The aim of this work was the development of a furnace used to CF technology as a source of heating in the burning of the NGV. The structure built from the furnace was composed of a heating chamber and fuel tested was the NGV. A fuel-air mixture (natural gas) was inflated in the Chamber, with a flame front moving in porous bed. Thereby, the combustion gases that would normally be released unburned exhaust were absorbed by the porous medium (SiC), with high thermal capacity to store and recirculate the heat. The energy stored in form of heat was transferred through the simultaneous processes of conduction, convection, and radiation to the internal compartment (chamber) where the substrate (glass) which was heated up to a temperature of  $600^\circ\text{C}$ . The experimental results indicated a 1.713 kW burning rate for an equivalence of  $\phi = 0,86$ , and a speed of gas flows 0,35m/s. Income derived in the furnace was 36% about the energy and supplied.

**Keywords:** Furnace, Filtration Combustion, Porous media, Natural gas vehicles.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Desenho do queimador . . . . .	23
Figura 2 – Desenho esquemático do queimador . . . . .	24
Figura 3 – Desenho esquemático do processo de combustão em meios porosos inertes	27
Figura 4 – Perfil de distribuição de temperatura da Combustão de Filtração do metano em relação à Combustão Adiabática em função da razão de equivalência	28
Figura 5 – Transferência de calor por condução unidimensional . . . . .	35
Figura 6 – Processos de transferência convectiva de calor. (a) Convecção natural (b) Convecção forçada. . . . .	36
Figura 7 – Meio poroso de SiC . . . . .	43
Figura 8 – Alumina densa . . . . .	43
Figura 9 – Câmara interna . . . . .	43
Figura 10 – Refratários da câmara . . . . .	44
Figura 11 – Refratários externos . . . . .	44
Figura 12 – Tubo injetor . . . . .	45
Figura 13 – Esferas de alumina . . . . .	45
Figura 14 – Trocador de calor . . . . .	46
Figura 15 – Flange inferior . . . . .	46
Figura 16 – Suporte para montagem dos refratários . . . . .	47
Figura 17 – Tubo de sustentação . . . . .	47
Figura 18 – Montagem do conjunto completo na base . . . . .	48
Figura 19 – Produto final modelado - dimensões externas em mm . . . . .	48
Figura 20 – Montagem dos refratários . . . . .	49
Figura 21 – Sistema de circulação combustível, ar comprimido e água . . . . .	50
Figura 22 – Montagem dos termopares . . . . .	51
Figura 23 – Sistema de ignição . . . . .	52
Figura 24 – Modelo em 3D - dimensões externas em mm . . . . .	53
Figura 25 – Forno construído . . . . .	53
Figura 26 – Montagem dos termopares . . . . .	54
Figura 27 – Montagem dos termopares em 3D . . . . .	55
Figura 28 – Resultados dos termopares . . . . .	56
Figura 29 – Curva de aquecimento dos termopares . . . . .	58
Figura 30 – Pontos de referência na frente . . . . .	59
Figura 31 – Temperatura com a câmara termográfica . . . . .	59
Figura 32 – Lateral esquerda da porta . . . . .	61

Figura 33 – Temperatura na lateral esquerda da porta . . . . .	61
Figura 34 – Lateral direita da porta . . . . .	61
Figura 35 – Temperatura na lateral direita da porta . . . . .	61
Figura 36 – Superfície lateral esquerda . . . . .	62
Figura 37 – Termograma superfície lateral direita . . . . .	62
Figura 38 – Superfície lateral direita . . . . .	62
Figura 39 – Termograma superfície lateral direita . . . . .	62
Figura 40 – Temperatura superior . . . . .	63
Figura 41 – Temperatura inferior . . . . .	63
Figura 42 – Temperatura no tubo exaustor . . . . .	64
Figura 43 – Condutividade térmica versus fluxo de calor . . . . .	66
Figura 44 – Condutividade térmica versus temperatura . . . . .	66
Figura 45 – Perdas de calor através das superfícies . . . . .	67
Figura 46 – Número de Nusselt versus temperatura . . . . .	68
Figura 47 – Balanço de energia do forno . . . . .	72
Figura 48 – Percentual da energia absorvida e perdas totais . . . . .	73
Figura 49 – Percentual de perdas . . . . .	73

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades específicas do meio poroso . . . . .	22
Tabela 2 – Propriedades de alguns materiais utilizados em queimadores porosos . .	25
Tabela 3 – Quantidade estequiométrica ar necessária para a combustão de gases . .	30
Tabela 4 – Limites de inflamabilidade . . . . .	32
Tabela 5 – PCS e PCI de alguns gases . . . . .	33
Tabela 6 – Propriedades termodinâmicas dos gases: Ar seco em pressão atmosférica	38
Tabela 7 – Limites de erro em função do tipo e temperatura de trabalho dos termopares	57
Tabela 8 – Temperatura com o termopar . . . . .	59
Tabela 9 – Medições das temperaturas com a câmara e o termopar . . . . .	60
Tabela 10 – Temperatura Lateral esquerda e direita . . . . .	63
Tabela 11 – Perdas por convecção e radiação na parte externa . . . . .	65
Tabela 12 – O número de Grashof e o número de Nusselt em cada superfície . . . . .	67
Tabela 13 – Análise cromatográfica do GNV . . . . .	68
Tabela 14 – Entalpias dos reagentes e dos produtos . . . . .	69
Tabela 15 – Cálculos das vazões ar-combustível . . . . .	71
Tabela 16 – Balanço energético . . . . .	72
Tabela 17 – Percentual das perdas . . . . .	73

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CF	Combustão de Filtração
$PCI_{comb}$	Poder Calorífico Inferior
$PCS_{comb}$	Poder Calorífico Superior
CO	Monóxido de Carbono
$NO_x$	Dióxido de Nitrogênio
GNV	Gás Natural Veicular
LAFFER	Laboratório de Filmes Finos Energias Renováveis
$P_0$	Pressão inicial
HC	Hidrocarboneto
CMP	Combustão em Meios Porosos
SiC	Carbeto de Silício
SCFH	Standard Cubic Feet Per Hour
$T_g$	Temperatura dos gases
$T_s$	Temperatura do sólido
$t_c$	Alternância dos tempos de entrada do meio ciclo
$U_g$	Velocidade média do escoamento
$u_p$	Velocidade no interior dos poros
$V_g$	Fluxo volumétrico dos gases
$Y_s$	Concentração de combustível
$A_q$	Área da seção transversal do queimador
Q	Taxa de calor
h	Constante de proporcionalidade convectiva de calor - $W/m^2 \cdot K$ ;

$k$	Constante de proporcionalidade térmica do material - W/m · K
$T_s$	Temperatura na superfície - Kelvin;
$T_f$	Temperatura do fluido - Kelvin;
$Nu$	Número de Nusselt
$Gr$	Número de Grashof
$Pr$	Número de Prandtl
$L$	Comprimento
$g$	Aceleração da gravidade;
$V_s^2$	Energia cinética final
$V_e^2$	Energia cinética inicial
$Z_s$	Energia potencial final
$Z_e$	Energia potencial inicial
$\dot{W}$	Taxa de trabalho
$\dot{Q}$	Taxa de calor
$\dot{Q}_{conv.}$	Taxa de calor por convecção
$\dot{m}_i$	Vazão mássica do combustível nos produtos;
$h_i$	Entalpia padrão específica dos produtos
$\bar{h}_i(T)$	Entalpia na temperatura desejada;
$\bar{h}_{f,i}^0(T_{ref})$	Entalpia no estado padrão de referência;
$\dot{Q}_{quimico}$	Potência química
$\dot{m}_{comb}$	Vazão mássica do combustível - kg/s
$\dot{Q}_{extr}$	Potência extraída;
$\dot{Q}_{perdas}$	Taxas de calor na superfície
$c_{H_2O}$	Calor específico da água

$d_{bit}$	Diâmetro da bitola
$d_{ext}$	Diâmetro externo
$h_e$	Entalpia padrão específica dos reagentes
$h_s$	Entalpia padrão específica dos produtos
$H_2$	Hidrogênio
$H_2O$	Água
inch	Simbologia para polegada
$L_{tot}$	Comprimento total
NPT	National pipe thread
$O_2$	Oxigênio
$\dot{m}_{H_2O}$	Vazão mássica da água
ppi	Poros por polegada

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\phi$	Razão de equivalência
$\rho$	Densidade
$\epsilon$	Porosidade
$\mu$	Velocidade de fluxo ar-combustível
$\tau_e$	Espessura óptica
$\eta$	Eficiência
$\Delta T$	Diferença de temperatura
$\Delta h_R$	Entalpia de reação ou entalpia de combustão
$\epsilon$	Emissividade da superfície do corpo
$\sigma$	Constante de Stepan-Boltzman - $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$
$\beta$	Coefficiente de expansão volumétrica
$\nu$	Viscosidade cinemática
$\Sigma$	Somatório
$\nu$	Volume específico

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO . . . . .	17
2	OBJETIVO GERAL . . . . .	20
2.1	OBJETIVOS ESPECÍFICOS . . . . .	20
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA . . . . .	21
4	TECNOLOGIA DE BASE . . . . .	25
4.1	Combustão de Filtração . . . . .	25
5	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA . . . . .	29
5.1	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO PROCESSO DE COMBUSTÃO . . . . .	29
5.1.1	<i>Combustão e combustíveis</i> . . . . .	29
5.1.2	<i>Reação global e estequiometria</i> . . . . .	29
5.1.3	<i>Razão de equivalência <math>\phi</math></i> . . . . .	30
5.1.4	<i>Velocidade da frente de chama</i> . . . . .	31
5.1.5	<i>Limites de inflamabilidade</i> . . . . .	32
5.1.6	<i>Poder calorífico</i> . . . . .	32
5.2	PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR . . . . .	33
5.2.1	<i>Condução</i> . . . . .	34
5.2.2	<i>Convecção</i> . . . . .	35
5.2.3	<i>Radiação</i> . . . . .	36
5.3	Balanco de energia e avaliação de desempenho . . . . .	39
6	METODOLOGIA . . . . .	42
6.1	Projeto e detalhamento . . . . .	42
6.1.1	<i>Câmara interna</i> . . . . .	42
6.1.2	<i>Queimador ou sistema de aquecimento</i> . . . . .	44
6.1.3	<i>Trocador de calor</i> . . . . .	45
6.1.4	<i>Conjunto estrutural</i> . . . . .	46
6.2	Construção das peças . . . . .	49
6.3	Montagem . . . . .	49
6.4	Teste do protótipo do forno . . . . .	49
6.4.1	<i>Sistema de monitoramento de temperatura</i> . . . . .	50
6.5	Operação e procedimento experimental . . . . .	51
7	RESULTADOS E DISCUSSÕES . . . . .	54
7.1	Distribuição de temperatura . . . . .	54
7.1.1	<i>Temperaturas nas superfícies do forno</i> . . . . .	58

7.1.2	<i>Temperatura na frente</i> . . . . .	58
7.1.3	<i>Temperatura nas superfícies laterais do forno</i> . . . . .	62
7.1.4	<i>Temperatura superior e inferior</i> . . . . .	63
7.2	Perdas térmicas . . . . .	64
7.3	Balço energético . . . . .	71
8	CONCLUSÃO . . . . .	75
	REFERÊNCIAS . . . . .	77

## 1 INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, várias conferências foram realizadas entre os países desenvolvidos com o objetivo de estimular o crescimento industrial aliado com o uso racional dos recursos energético naturais. A crescente demanda energética vem associada, principalmente, com o rápido crescimento industrial, com a melhoria do padrão de vida da humanidade e com o avanço tecnológico.

Desde o início da civilização, o consumo de energia tem aumentado a cada ano. No Brasil, segundo o (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, 2016) a produção brasileira de petróleo e gás natural em abril de 2016 alcançou a média de 2,89 milhões de barris de óleo por dia. Esta produção representa um aumento de 2,12% em relação ao mês anterior. Esse aumento propicia dois grandes desafios para qualquer nação: um deles é a rápida redução das reservas dos combustíveis fósseis e o outro é a poluição ambiental. Dentre os caminhos para superar esses desafios estão o aumento da eficiência dos sistemas de combustão e a utilização de fontes de energias renováveis. Além da preocupação com o esgotamento dos combustíveis fósseis, deve atentar-se o quanto a atmosfera terrestre conseguirá absorver os gases provenientes dos processos de combustão.

Além disso, é evidente o papel que a energia desempenha no processo de desenvolvimento de um país, no entanto, pesquisas apontam que as emissões dos combustíveis fósseis são os maiores responsáveis pelos impactos ambientais (WHO, 2015). Dessa forma, surge a necessidade do desenvolvimento de tecnologias inovadoras que viabilizem a utilização de fontes de energia ambientalmente sustentáveis, energeticamente mais eficiente, com baixo consumo de combustível e baixa emissão dos poluentes. É neste contexto que a tecnologia “Combustão de Filtração (CF)”, pode ser uma ótima opção tanto para o desenvolvimento econômico quanto para a sustentabilidade da geração de energia.

O Estudo da tecnologia da CF intensificou-se no começo década de 1980: (TAKENO; SATO; HASE, 1981), (KOTANI; TAKENO, 1982), (BABKIN *et al.*, 1985), cuja ideia básica envolve uma reação de oxidação que ocorre nos interstícios de uma matriz porosa (meio poroso) com alguns dos materiais utilizados para a sua fabricação: alumina, quartzo, carbetto de silício, entre outros (HANAMURA; KAVIANY, 1995).

A presença do meio poroso, com alta condutividade térmica, na zona de reação permite obter uma maior taxa de recuperação de calor dos gases da exaustão que seriam lançados na atmosfera e assim são recirculados através do berço poroso. Essa recuperação de energia é alcançado por consequência da intensa troca de calor entre a fase sólida (meio poroso) e a gasosa (gás).

Nessa troca de calor a matriz porosa funciona como um armazenador de calor, recirculando-

o através de mecanismos de condução, radiação e convecção em direção a nova mistura (fluxo ar-combustível) que chega na zona de reação. Este “empréstimo” de energia faz com que a temperatura máxima na região de combustão alcance valores acima da temperatura de chama adiabática, recebendo por isso, o nome de combustão superadiabática ou combustão com excesso de entalpia (HARDESTY; WEINBERG, 1973).

O calor armazenado propicia um processo altamente eficiente em relação a combustão convencional, com misturas ultra-pobres ou ultra-ricas, com a possibilidade de queima de combustíveis com baixo poder calorífico (PCI) e menores índices de poluição dos gases lançados na atmosfera tais como: monóxido de carbono (CO) e óxido de nitrogênio ( $\text{NO}_x$ ) (BARCELLOS *et al.*, 2011).

As diversas vantagens que a “Combustão de Filtração (CF)” oferece como: um processo interno de recuperação de calor, com elevadas temperaturas de aquecimento. A CF têm grandes impactos em diversos setores da economia, com maior presença no setor industrial, na qual a demanda térmica é elevada, cujas aplicações vão desde: a fabricação de cigarros, cerâmicas, vidros, secagem de papéis, confecção de chapas metálicas (BABKIN *et al.*, 1985),(PEREIRA, 2002) e mais especificamente na utilização de um forno de combustão que utiliza a CF como fonte de calor na queima do gás natural veicular (GNV) para aquecimento dos substratos (vidros) utilizados em células solares fotovoltaicas.

Fornos são equipamentos capazes de transferir a energia necessária gerada por uma fonte de calor ao material analisado, podendo ser utilizado para calcinação, tratamento térmico, fusão, secagem, entre outros (CARVALHO, 2011). Quanto ao método de geração de energia é possível classificá-los em: combustão e elétrico. No primeiro, utilizam combustíveis para o seu funcionamento como: petróleo, carvão, gás natural. Já no segundo utilizam energia elétrica.

Do ponto de vista tecnológico, um dos esforços do Laboratório de Filmes Finos e Energias Renováveis (LAFFER) tem sido o aperfeiçoamento de um pirolisador, um forno que utiliza à tecnologia “*Combustão de Filtração*” na zona de reação. Além do mais, este é um projeto inovador que permitiu obter misturas pobres em combustíveis e baixas perdas de energia pelas paredes do forno. O grande diferencial deste forno em comparação aos convencionais são: possibilidade de operar com pouco combustível ou baixa razão de equivalência, variação da velocidade de escoamento ( $V_g$ ) para um certo  $\phi$ , redução no dispêndio de energia, redução na temperatura da exaustão dos gases e baixa emissão dos gases poluentes. Outra vantagem, é que não é necessário a manutenção ou troca do queimador, ocorrido pela a presença de fuligem ou outros elementos em relação aos fornos que utilizam o GNV como combustíveis.

A presente pesquisa visou o desenvolvimento de um forno que utilizou à tecnologia “*Combustão de Filtração*” como fonte de aquecimento operando com gás natural veicular (GNV).

A estrutura do forno foi composta por uma câmara. Dentro desta, foi alimentada uma

mistura ar-combustível (GNV) pré-misturadas na fase gasosa, na qual iniciou-se o processo de combustão do GNV, com uma frente de chama deslocando-se no leito poroso. Assim, os gases de exaustão penetraram no meio poroso (Carbeto de silício - SiC) e este transferiu o calor simultaneamente por condução, convecção e radiação para o compartimento interno (câmara) em que se encontrava o substrato, vidro, que foi aquecido até a uma temperatura de 600°C. Dentro da câmara foram inseridos três termopares tipo K sobre os vidros, colocados em posições diferentes, com o intuito de validar a distribuição de temperatura na câmara.

Ao final do trabalho, foi possível validar o projeto conceitual e construtivo do forno através das distribuições de temperaturas dos termopares inseridos dentro da câmara. A presença de um corpo sólido de alta condutividade térmica e alta capacidade térmica possibilitou operar o forno com uma mistura ar-combustível abaixo da estequiométrica e um rendimento satisfatório em relação a energia introduzida.

## 2 OBJETIVO GERAL

O objetivo deste trabalho foi o desenvolvimento, a construção e testes de um forno que utilizou à tecnologia “*Combustão de Filtração*” na queima do combustível (Gás natural veicular) como fonte de calor.

### 2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Com a finalidade de alcançar o objetivo geral exposto foram estabelecidos os objetivos específicos:

- Construir e instrumentar o forno que utilizam queimadores porosos;
- Determinar a razão de equivalência e fluxo dos combustíveis utilizado no processo;
- Encontrar o limite de operação (Velocidade de escoamento máximo)
- Determinar a distribuição de temperatura na câmara de aquecimento;
- Atingir a temperatura planejada, 600°C, na câmara de aquecimento do vidro;
- Identificar as perdas térmicas através dos mecanismo de transferência de calor (radiação e convecção);
- Calcular o balanço energético e o rendimento do forno. .

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Diante do caráter inovador deste projeto, estabeleceu-se algumas referências bibliográficas importantes. Objetivamente, buscaram-se aquelas que poderiam de alguma forma contribuir para o seu desenvolvimento. Neste contexto, a pesquisa foi direcionada a autores que investigaram a tecnologia “*Combustão de Filtração*” como fonte de aquecimento.

Nos últimos anos, a combustão de filtração (CF) ou combustão em meios porosos (CMP) vem sendo estudada tanto experimentalmente, desde a concepção de equipamentos, quanto teórico e computacionalmente. As pesquisas relacionadas aos fenômenos presentes na CF, basicamente estão relacionadas no sentido de abordarem as propagações das ondas de combustão, bem como os mecanismos internos de transferência e recuperação de calor do meio poroso (ECHIGO; YOSHIDA; TADA, 1997). A seguir serão apresentados os principais trabalhos relativos ao desenvolvimento deste projeto.

(HARDESTY; WEINBERG, 1973) introduziram a ideia de recirculação de calor pelo fato do pré-aquecimento dos reagentes através do calor dos produtos da combustão. Concluíram que era possível obter temperatura de chamas superiores as de chamas adiabáticas, processo que ficou conhecido como: combustão superadiabática ou combustão com excesso de entalpia, nomenclatura atual.

Posteriormente (BABKIN; KORZHAVIN; BUNEV, 1991) identificaram que a velocidade de propagação da chama está relacionada com a pressão inicial  $p_0$ , com as razões de equivalência da mistura metano-ar, com variações dos tamanhos dos poros (1,15-4,5 mm) e do material do meio poroso (esferas polidas de aço, espumas de poliuretano). Demonstraram que para cada variação do meio poroso (tamanho do poro, material), existe uma velocidade de propagação de chama.

Em outra pesquisa (ALDUSHIN, 1993) realizou um estudo teórico sobre a combustão de filtração, de modo a envolver as características mais importantes do seu processo. Foram mostradas as principais equações envolvidas na combustão em meios porosos. Na estrutura geral da onda de filtração comprovaram através de modelos matemáticos específicos que a troca de calor entre o gás e matriz sólida faz com que a frente de chama seja constituída por duas partes: 1) na parte da frente encontram-se os produtos não queimados que possuem a temperatura mais alta e 2) na parte de trás os produtos quentes da reação que pré-aquecem a nova mistura fresca. Foram mostradas que essas equações são capazes de determinar a velocidade de propagação da chama, a temperatura de combustão, o fluxo de gás, os efeitos cinéticos e a composição na zona de combustão.

A fim de relatar a estabilização das chamas dentro de queimadores radiantes ,(MITAL; GORE; VISKANTA, 1997) caracterizam um estudo experimental em torno dos limites de

estabilidade, da eficiência do queimador e dos índices de emissões dos poluentes ( $CO$ ,  $HC$  e  $NO_x$ ). Os resultados indicaram que a eficiência do queimador depende da taxa de queima e da razão de equivalência. Os dados das emissões de  $CO$ ,  $HC$  e  $NO_x$  estavam diretamente relacionados com as razões de equivalência e com as taxas de queimas. Já os efeitos de transferência de calor do sólido para o pré-aquecimento da mistura fresca revelaram uma ampla zona de aquecimento. Além do mais, os perfis de temperatura mostraram que o aumento da taxa de queima, provocou um movimento no sentido contrário do fluxo, explicando a ocorrência de flashback.

Com a finalidade de obter baixas emissões de  $NO_x$  e  $CO$  e elevadas extração de energia (ECHIGO; YOSHIDA; TADA, 1997) fizeram um estudo experimental da combustão em meios porosos de fluxo recíproco. Eles analisaram os parâmetros: velocidade de fluxo da mistura ar-combustível  $u$ , espessura optical  $\tau_e$ , razão de equivalência  $\phi$  e alternância dos tempos de entrada do meio ciclo  $t_c$ , a cada vez que mistura escoar em um dos sentidos. Foram realizadas variações do tamanho dos poros (#6;#13;#30 ppi - pé por polegada) do meio poroso, constituído por esferas de SiC, afim de verificar diferentes coeficientes de absorção e transferência de calor convectivo entre o meio poroso e o fluido conforme Tabela 1.

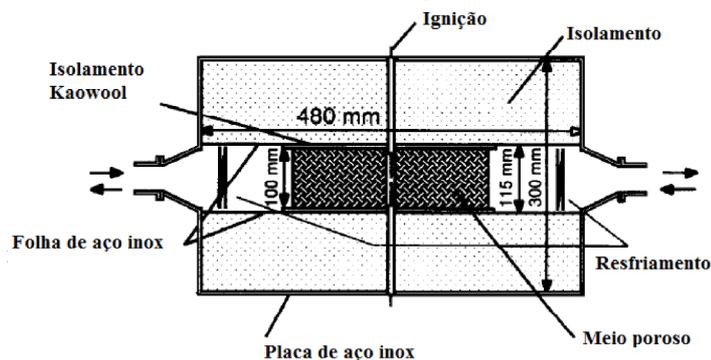
Tabela 1 – Propriedades específicas do meio poroso

Tamanho do poro	Porosidade $\epsilon$	Diâmetro da partícula $d_p$ (m)	Número de densidade, $n$ ( $1/m^3$ )	Área específica da superfície, $S_s$ ( $m^2/m^3$ )	Emissividade $\gamma$	Coefficiente de absorção aparente, $k$ ( $1/m$ )
# 6	0,875	$8,33 \times 10^{-4}$	$4,13 \times 10^8$	$9,0 \times 10^2$	0,8	197
# 13	0,875	$4,17 \times 10^{-4}$	$3,29 \times 10^9$	$1,8 \times 10^3$	0,8	360
# 30	0,875	$1,74 \times 10^{-4}$	$4,50 \times 10^{10}$	$4,3 \times 10^3$	0,8	856

Fonte:(ECHIGO; YOSHIDA; TADA, 1997)

O núcleo do reator foi montado conforme Figura 1, com uma pré-mistura dos gases metano-ar infiltrando dentro do meio poroso pré-aquecido com uma resistência elétrica, com trocadores de calor inseridos em suas extremidades. Os resultados mostraram a influência das variações da velocidade do fluxo dos gases, das razões de equivalência, dos tempos de meios ciclos nos perfis de temperatura, de modo a aumentar à recirculação de calor dos gases da combustão e assim superar a temperatura de chama adiabática. Além do mais, foi comprovado que a diminuição da razão de equivalência e do tempo de meio ciclo reduzem as emissões de  $CO$ . Já as reduções das emissões de  $NO_x$  estão relacionadas com a recirculação de calor no meio poroso que aquece a mistura fresca e assim reduz a temperatura da reação.

Figura 1 – Desenho do queimador



Fonte:(ECHIGO; YOSHIDA; TADA, 1997)

Desde o trabalho (HARDESTY; WEINBERG, 1973), muitas outras pesquisas experimentais e numéricas tem evoluído no intuito de investigar a estabilidade da chama, a recirculação de calor, a eficiência do sistema entre outros(BARRA; ELLZEY, 2004; ZHENGCHANG; BOQUAN, 2010; KOKUBUN; PEREIRA; FACHINI, 2013).

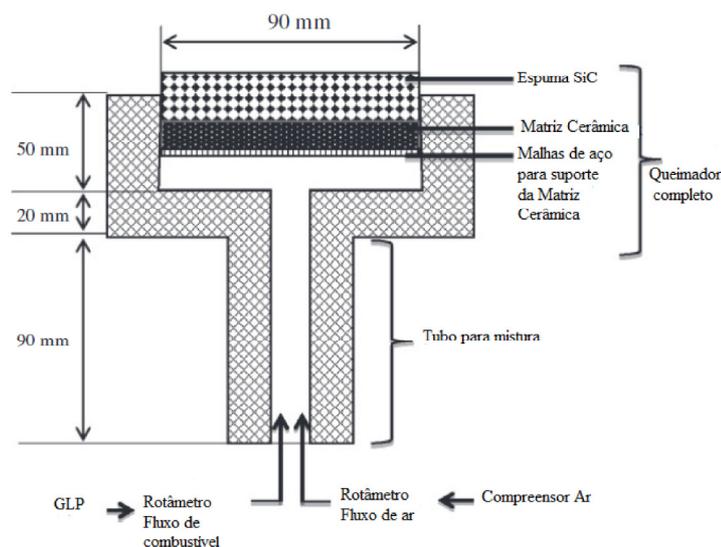
Além do mais, o pré-aquecimento da mistura através da recirculação de calor dos gases da combustão na matriz porosa proporcionam a combustão de mistura pobres com eficientes extração de energia do sistema e a utilização de combustíveis de baixo poder calorífico (SOUZA, 2009) devido ao excesso de entalpia que ocorre na zona de reação. Este mecanismo é bastante aplicado em processos de combustão e em sistemas térmicos e algumas aplicações são: Unidade geradora de vapor, caldeiras de leito fluidizado, gaseificadores de carvão ou biomassa e fornos cerâmicos(PEREIRA, 2002).

Em outra pesquisa (BARCELLOS *et al.*, 2011; CONTARIN *et al.*, 2003), desenvolveram estudos experimentais e teóricos de fluxo reverso, operando com mistura ultra-pobres de combustíveis, com a finalidade de verificar os parâmetros: razão de equivalência, velocidade do escoamento ar-combustível, eficiência térmica do sistema e as emissões dos gases poluentes,  $\text{NO}_x$  e CO. Os resultados mostraram que o aumento da razão de equivalência e da velocidade de escoamento da mistura implicaram no aumento do platô central no perfis de temperatura, aumento da temperatura dos gases da exaustão e da eficiência térmica do sistema. Esse aumento também proporcionou aumento da produção dos gases  $\text{NO}_x$  e CO, porém muito abaixo em relação as caldeira convencionais e operando abaixo dos limites de inflamabilidade.

Uma das vantagens da CF é o fato de poder ser utilizado em diversos segmentos da indústria e inclusive em setores domésticos. A pesquisa de (MUTHUKUMAR P.AND SHYAMKUMAR, 2013) utilizou queimadores porosos radiantes em fornos de cocção para o preparo de alimentos. O aparato experimental foi montado por duas camadas de queimadores porosos. A primeira camada, zona de pré-aquecimento, consistiu de uma estrutura porosa cerâmica

de carbetto de silício (SiC) e baixa porosidade (40%). A segunda, zona de combustão, foi formada por uma matriz porosa cerâmica de SiC de alta porosidade (80-90%). O intuito dessas duas estruturas foi manter a chama nessas zonas e assim evitar o retorno da chama em direção à mistura não queimada. Os resultados mostraram uma eficiência 10% maior e baixas emissões de  $\text{NO}_x$  e CO em comparação à fogões que utilizam queimadores convencionais. A Figura 2 mostra o desenho esquemático do queimador utilizado.

Figura 2 – Desenho esquemático do queimador



Fonte:(MUTHUKUMAR P.AND SHYAMKUMAR, 2013)

Diversa pesquisas demonstram os avanços que os queimadores porosos radiantes estão proporcionando nos setores de cocção. Como nos trabalhos dos autores (WU; CHEN; YANG, 2014), (HERRERA; CACUA; VILLALBA, 2015), (PANIGRAHY *et al.*, 2016) que mostram a aplicação dos queimadores porosos radiantes em fogões domésticos. Em todos os trabalhos foi possível constatar o aumento da eficiência e a redução das emissões dos gases poluentes em relação a fornos domésticos convencionais.

## 4 TECNOLOGIA DE BASE

### 4.1 Combustão de Filtração

O desenvolvimento de um forno não convencional partiu dos estudos da tecnologia “*Combustão de Filtração*” (CF) ou “*Combustão em Meios Porosos*” (CMP) que foi utilizada como uma fonte externa de calor para aquecimento dos substratos, vidros.

A CF é uma reação de oxidação que ocorre nos interstícios da matriz porosa (inerte ou catalítica). Esta preenche parcialmente ou totalmente a câmara de combustão, a fim de promover um processo com misturas ar-combustível muito além dos limites de inflamabilidade, com amplas variações das razões de equivalência e com baixos níveis de emissões dos gases prejudiciais ao meio ambiente (CO, NO<sub>x</sub>) em comparação a outros processos convencionais de combustão.

A presença de um meio poroso na zona de combustão leva a um processo auto-organizado de recuperação de calor, com altas temperaturas de combustão, altas velocidade de chama, menores índices de emissões dos gases poluentes e a possibilidade de queima de combustíveis com baixo poder calorífico (PCI).

O material do meio poroso apresentado na Tabela 2, juntamente com sua estrutura apresentam grande influencia no desempenho da eficiência do queimador, devido à grande quantidade de absorção e radiação térmica do sólido sob altas temperaturas. Todas essas características são alcançadas devido a superfície interna altamente desenvolvida do meio poroso, na qual resulta em eficientes troca de calor entre as fases gás-sólido e uma mistura intensa durante o escoamento dos gases na matriz porosa que aumenta a difusão térmica (ZHDANOK; KENNEDY; KOESTER, 1995).

Tabela 2 – Propriedades de alguns materiais utilizados em queimadores porosos

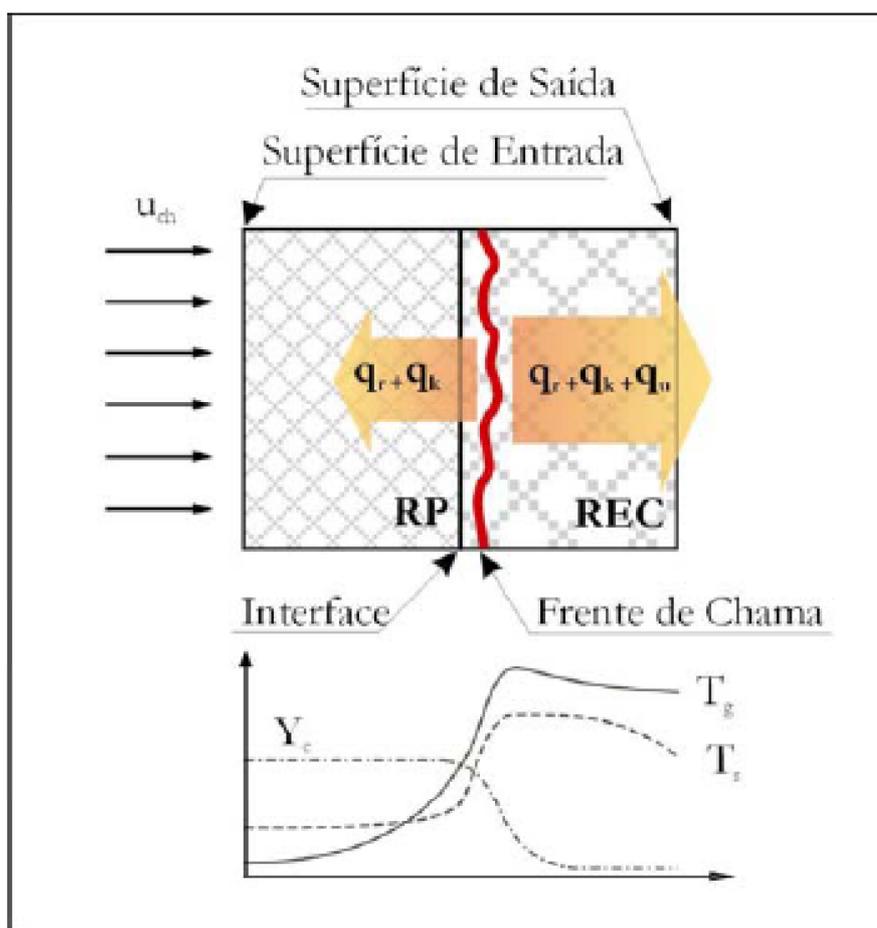
Material	Temperatura máxima (°C)	Condutividade térmica (W/mK)	Emissividade do sólido a 2000 K
Óxidos de alumínio (Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	1700	5 - 30	0,28
Carbetos de silício (SiC)	1600	20 - 150	0,8 - 0,9
Metais (níquel polido / aço inox)	1250	10 - 28	-
Zircônia (ZrO <sub>2</sub> )	2300	2 - 5	0,31

Fonte:(ZHDANOK; KENNEDY; KOESTER, 1995).

Além do mais, a reação localizada no meio poroso funciona como um processo de recuperação de calor, em que parte da energia que seria liberada pela exaustão dos gases é retida e recirculada dentro da matriz porosa. Dessa forma, essa energia é transportada por convecção através da combustão dos gases no sentido do fluxo (downstream ou jusante) que ao entrar na matriz porosa, de alta capacidade térmica, realiza um processo de intensa transferência de calor gás-matriz sólida (BABKIN; WIERZBA; KARIM, 2003; BARRA *et al.*, 2003; PEREIRA; OLIVEIRA; FACHINI, 2011; BARCELLOS *et al.*, 2011). Por outro lado, a zona de combustão presente no meio poroso recircula essa energia no sentido contrário ao fluxo (upstream ou montante) através da transferência de calor por condução e radiação presentes no sólido em direção a nova mistura fresca.

A Figura 3 mostra a distribuição de temperatura dos gases ( $T_g$ ), do sólido ( $T_s$ ) e da concentração de combustível ( $Y_c$ ) dentro do meio poroso. De acordo com (PEREIRA, 2002) os gases entram no meio poroso e a medida que escoam são pré-aquecidos pela fase sólida, na qual encontra-se mais quentes. O calor liberado na reação química eleva a temperatura da frente de chama, de modo a elevar a temperatura da fase fluída ( $T_g$ ) até um valor máximo. Nesta região  $T_g > T_s$  de modo que ocorre uma transferência de calor por convecção dos gases para o sólido. Como consequência ocorrerá uma variação de temperatura, do lado quente para o lado frio da fase sólida, através da transferência de calor por condução e radiação. Desse modo, a recirculação de calor do sólido provoca em um pré-aquecimento da nova mistura fresca e a temperatura de chama excede o seu limite adiabático (MAZZOCHI, 2014).

Figura 3 – Desenho esquemático do processo de combustão em meios porosos inertes

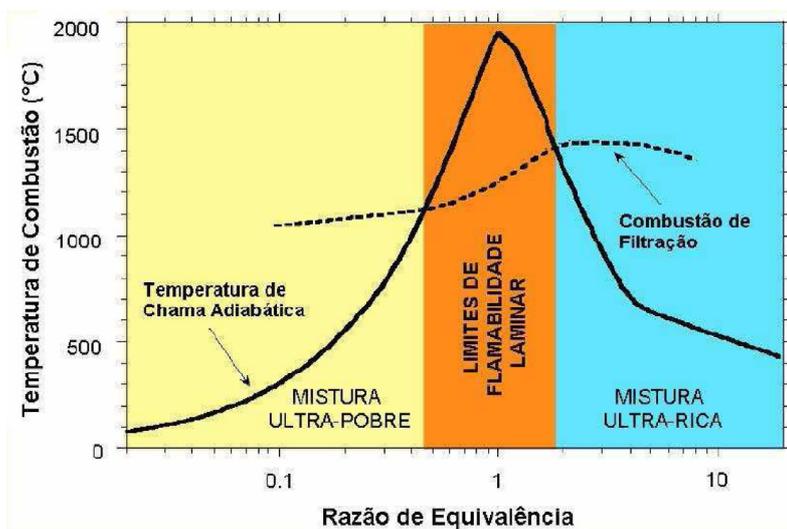


Fonte:(PEREIRA, 2002)

A combustão de filtração possui a característica de estender os limites de inflamabilidade da mistura ar-combustível, até as regiões de misturas ultra-pobres ou ultra-ricas, como mostra a Figura 4. Ainda segundo a figura citada os queimadores dotados de uma matriz porosa conseguem atingir razões de equivalência de misturas ultra-baixas e ultra-ricas, de modo a atingir valores entre 0,1 e 10, respectivamente. Valores estes que os queimadores convencionais de mercado não conseguem atingir.

A combustão pode ser mantida na região ultra-pobre, com razões de equivalência tão baixas quanto 0,1, devido ao efeito superadiabático. No entanto, para razões de equivalência maiores, próximas da estequiometria, a combustão é subadiabática (SOUZA, 2009), como indica Figura 4.

Figura 4 – Perfil de distribuição de temperatura da Combustão de Filtração do metano em relação à Combustão Adiabática em função da razão de equivalência



Fonte:(SOUZA, 2009)

Algumas vantagens da combustão por filtração em relação a combustão convencional podem ser descrita abaixo:

- Elevadas taxas de transferência de calor entre a fase gasosa e o meio poroso;
- Temperaturas de chamas superiores a adiabática na zona de reação;
- Velocidade de chamas superiores a de chama livre na zona de reação;
- Aumento da eficiência do sistema e a possibilidade de utilizar combustíveis com baixo poder calorífico;
- Baixas razões de equivalência ou misturas pobres em combustíveis;
- Ampliação dos limites de inflamabilidade para misturas ultra-pobres ou ultra-ricas;
- Redução da emissão dos poluentes CO, NO<sub>x</sub> entre outros.

## 5 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

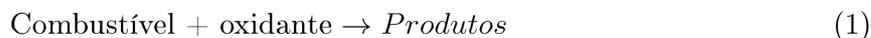
### 5.1 ANÁLISE TERMODINÂMICA DO PROCESSO DE COMBUSTÃO

#### 5.1.1 *Combustão e combustíveis*

(TURNS, 2013) define combustão como uma "rápida oxidação gerando calor". Ainda segundo (TURNS, 2013), define combustível como uma substância química que quando em contato com um oxidante, produz uma reação exotérmica, que libera energia na forma de calor. A combustão pode ocorrer com ou sem a presença da chama e ainda podem ser classificadas em pré-misturadas ou não pré-misturadas(difusão). A classe pré-misturadas, como o próprio nome sugere, está relacionado com a mistura molecular do combustível e do oxidante antes que a reação química aconteça. Já a não pré-misturada, os reagentes entram na câmara separadamente e a junção ocorre somente na região de interface do combustível e do oxidante. No forno em questão foi utilizada a classe pré-misturadas.

#### 5.1.2 *Reação global e estequiometria*

A reação global de combustão é formado por reagentes (combustível+oxidante) para formar produtos e é expressa sob a forma:



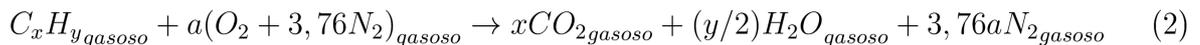
A quantidade estequiométrica de oxidante( $O_2$ ) é justamente a quantidade necessária para queimar completamente uma dada quantidade de combustível. Se a quantidade oxidante for maior que a estequiométrica ou quando há excesso de ar, a mistura é dita pobre em combustível, por outro lado se a quantidade do oxidante for menor em relação a estequiométrica resulta em uma mistura rica em combustível (TURNS, 2013). Na Tabela 3 tem-se a relação ar-combustível de alguns gases necessários para combustão.

Tabela 3 – Quantidade estequiométrica ar necessária para a combustão de gases

Gás	Relação ar/gás (m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> )	Relação entre os reagentes e os produtos da combustão (m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> )
Monóxido de Carbono (CO)	2,40	2,90
Metano (CH <sub>4</sub> )	9,62	10,62
Acetileno (HC=CH)	12,02	12,52
Etileno (H <sub>2</sub> C=CH <sub>2</sub> )	14,42	15,42
Etano (H <sub>3</sub> C-CH <sub>3</sub> )	16,83	18,33
Propeno (H <sub>2</sub> C=CH-CH <sub>3</sub> )	21,36	23,13
Propano (H <sub>3</sub> C-CH <sub>2</sub> -CH <sub>3</sub> )	24,04	26,04
Buteno (H <sub>2</sub> C-CH-CH <sub>2</sub> -CH <sub>3</sub> )	28,85	30,85
Butano (H <sub>3</sub> C-CH <sub>2</sub> -CH <sub>2</sub> -CH <sub>3</sub> )	31,25	33,75
Hidrogênio (H <sub>2</sub> )	2,40	2,90

Fonte:(PETROBRÁS, 2005)

A razão estequiométrica oxidante (ar)/combustível(mássica) é encontrada realizando-se um simples balanços de átomos, considerando que o combustível reage para formar um conjunto ideal de produtos da combustão. Para os hidrocarbonetos a fórmula química é dada por C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> e relação estequiométrica dado expressa por:



onde:

$$a = x + y/4 \quad (3)$$

Admiti-se que o ar é composto por 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio (em volume). Com esta idealização, a razão molar do nitrogênio em relação ao oxigênio é de: 0,79/0,21 = 3,76. Assim, em uma reação de combustão, cada mol de oxigênio equivale a 3,76 moles de nitrogênio. A equação química balanceada é:



A razão estequiométrica ar/combustível pode ser expressa como:

$$(A/F)_{est} = \left(\frac{m_{ar}}{m_{comb}}\right)_{est} = \frac{4,76a}{1} \cdot \frac{MW_{ar}}{MW_{comb}} \quad (5)$$

MW<sub>ar</sub> e MW<sub>comb</sub> são os pesos moleculares do ar e do combustível, respectivamente.

### 5.1.3 Razão de equivalência $\phi$

A razão de equivalência,  $\phi$ , é utilizada para indicar quantitativamente quando uma mistura combustível-oxidante é rica  $\phi > 1$ , pobre  $\phi < 1$  ou estequiométrica  $\phi = 1$ . A razão de equi-

valência é definida como:

$$\phi = \frac{(A/F)_{esteq}}{(A/F)} = \frac{(F/A)}{(F/A)_{esteq}} \quad (6)$$

Dessa forma, esses parâmetros são fatores determinantes para o desempenho dos sistemas. Quanto maior o  $\phi$ , maior a quantidade de combustível nos reagentes. Dize-se também que para valores de  $\phi$  maior que a unidade, a mistura reagente possui excesso de combustível, enquanto que para valores de  $\phi$  menor que a unidade, a mistura reagente possui excesso de ar. Outros parâmetros utilizados para definir a estequiometria são: o percentual de ar estequiométrico e o percentual de excesso de ar, os quais relacionam-se com a razão de equivalência:

$$\% \text{ ar estequiométrico} = \frac{100\%}{\phi} \quad (7)$$

$$\% \text{ excesso de ar} = \frac{(1 - \phi)}{\phi} \cdot 100\% \quad (8)$$

#### 5.1.4 *Velocidade da frente de chama*

A velocidade da frente de chama é a velocidade que se movimenta no sentido ao encontro da mistura fresca (combustível-comburente), ainda não queimada ou nova mistura que está entrando no queimador. Uma velocidade de chama que não possui turbulência é conhecida como: velocidade de chama plana laminar. Se a velocidade de escoamento do fluxo da mistura foi igual a velocidade da frente de chama, esta manterá-se estacionária em relação a um referencial fixo no queimador. O deslocamento da frente de chama para fora do queimador ocorrerá quando a velocidade de fluxo for maior que a velocidade da chama, a qual poderá ficar ancorada (anchore flame) ou flutuar (lifting flame) ou ainda deslocar-se do mesmo extinguindo-se (liftoff ou blow-off). A frente de chama adentrará para o queimador, quando a velocidade de fluxo dos gases for menor que a velocidade da frente de chama e a chama é engolida (flashback).

Desse modo, a velocidade média do escoamento  $U_g$  é definida como sendo a razão entre fluxo volumétrico dos gases  $V_g$  pela área da seção transversal do queimador  $A_q$  (JÚNIOR, 2008):

$$U_g = \frac{V_g}{A_q} \quad (9)$$

No entanto, a área total onde ocorre a passagem dos reagentes é menor que área total do queimador devido a porosidade do meio. Assim, define-se que a velocidade no interior dos

poros  $u_p$  como sendo a razão da velocidade média de escoamento  $U_g$  pela porosidade do meio  $\epsilon$ :

$$u_p = \frac{U_g}{\epsilon} \quad (10)$$

### 5.1.5 Limites de inflamabilidade

O surgimento de uma reação química auto-sustentável acontecerá quando a mistura reagente alcance o limite de explosão. Dessa forma, a chama se propagará somente dentro de uma faixa de razões de equivalência, conhecidos por: limites de inflamabilidade. O limite inferior corresponde à misturas pobres  $\phi < 1$  que ainda permitirá a propagação da chama laminar, enquanto que o limite superior  $\phi > 1$  corresponde à mistura ricas. Assim, para valores abaixo do limite inferior ou acima do limite superior de inflamabilidade, não é mais possível obter uma chama auto-sustentável devido à incapacidade das misturas de alcançar os limites de explosão.

Os limites de inflamabilidade são definidos como porcentagem em volume de combustível na mistura reagente ou em porcentagens da quantidade estequiométrica de combustível, ou seja,  $\phi \times 100\%$  (TURNS, 2013). A Tabela 4 mostra os limites de inflamabilidade para diversas misturas.

Tabela 4 – Limites de inflamabilidade

Combustível	Limites de inflamabilidade			Distância de extinção		Energia de ignição mínima	
	$\phi_{min}$ (limite pobre ou inferior)	$\phi_{max}$ (limite rico ou superior)	Razão mássica ar-combustível mássica	$\phi = 1$ (mm)	Mínimo Absoluto (mm)	Para $\phi = 1$ ( $10^{-5}J$ )	Mínimo absoluto ( $10^{-5}J$ )
Acetileno, $C_2H_2$	0,19	-	13,3	2,3	-	3	-
Monóxido de carbono CO	0,34	6,76	2,46	-	-	-	-
n-Decano, $C_{10}H_{22}$	0,36	3,92	15,0	2,1	-	-	-
Etano, $C_2H_6$	0,50	2,72	16,0	2,3	1,8	42	24
Etileno, $C_2H_4$	0,41	>6,1	14,8	1,3	-	9,6	-
Hidrogênio, $H_2$	0,14	2,54	34,5	0,64	0,61	2,0	1,8
Metano, $CH_4$	0,46	1,64	17,2	2,5	2,0	33	29
Metanol, $CH_3OH$	0,48	4,08	6,46	1,8	1,5	21,5	14
n-Octano, $C_8H_{18}$	0,51	4,25	15,1	-	-	-	-
Propano, $C_3H_8$	0,51	2,83	15,6	2,0	1,8	30,5	26

Fonte:(TURNS, 2013)

### 5.1.6 Poder calorífico

O poder calorífico expressa o calor de combustão para um dado combustível. O poder calorífico superior (PCS), é utilizado quando toda a água contida nos produtos da combustão foi condensada para líquido. Já o poder calorífico inferior (PCI), é obtido quando a água formada nos produtos da combustão está na forma de vapor. Na tabela 5 estão representados os PCS e PCI de alguns combustíveis.

Tabela 5 – PCS e PCI de alguns gases

Fórmula	Combustível	PCS (kJ/kg)	PCI (kJ/kg)
CH4	Metano	55528	50016
C2H2	Acetileno	49923	48225
C2H4	Eteno	50313	47161
C2H6	Etano	51901	47489
C3H6	Propeno	48936	45784
C3H8	Propano	50368	46357
C4H8	1 - Buteno	48471	45319
C4H10	n - Butano	49546	45742
C5H10	1 - Penteno	48152	45000
C5H12	n - Pentano	49032	45355
C6H6	Benzeno	42277	40579
C6H12	1 - Hexeno	47955	44803
C6H14	n - Hexano	48696	45105
C7H14	1 - Hepteno	47817	44665
C7H16	n - Heptano	48456	44926
C8H16	1 - Octeno	47712	44560
C8H18	n - Octano	48275	44791
C9H18	1 - Noneno	47631	44478
C9H20	n - Nonano	48134	44686
C10H20	1 - Deceno	47565	44413
C10H22	n - Decano	48020	44602
C11H22	1 - Undeceno	47512	44360
C11H24	n - Undecano	47936	44532
C12H24	1 - Dodecano	47468	44316
C12H26	n - Dodecano	47841	44467

Fonte:(TURNES, 2013)

No presente trabalho foi utilizado o PCI de 49920,449 kJ/kg referente ao gás natural veicular (CEARÁ GÁS, 2016).

## 5.2 PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

(INCROPERA; WITT, 1992) afirmam que transferência de calor, é o trânsito de energia provocado por uma diferença de temperatura. O processo pelo qual se efetua o transporte de energia é conhecido como transferência de calor (KREITH FRANK; BOHN, 2014). Portanto, sempre que existir uma diferença de temperatura em um dado corpo, ou entre corpos, a transferência de calor obrigatoriamente existirá. Assim, o calor fluirá da região de maior temperatura para a de menor temperatura.

As diversas aplicação da transferência de calor, vão desde: trocadores de calor, reatores, caldeiras, fornos entre outros. A importância deste tópico deve-se ao fato de que o forno desenvolvido apresenta os três mecanismos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. Dependendo da concepção do projeto e do tipo de forno empregado, pode predominar um ou outro mecanismo, porém na grande maioria dos casos, coexistem os três mecanismo de transferência de calor.

### 5.2.1 Condução

O processo de transferência de calor por condução, ocorre quando existe uma diferença de energia de uma região de maior temperatura para uma de menor temperatura, que pode ocorrer em meio estacionário ou permanente, podendo ser um sólido ou um fluido. Segundo (MORAN; SHAPIRO, 2002), a condução ocorre pela transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para as menos energéticas adjacentes. Assim, as moléculas constituintes desse corpo permitem que a energia se propague criando um fluxo de condução.

É importante destacar que este mecanismo de transferência de calor, condução, ocorre em várias partes do forno tais como: carbetto de silício - mulita - tijolo refratário - manta térmica - carcaça metálica. A taxa de transmissão de calor por condução,  $Q$ , é proporcional ao gradiente de temperatura  $dT/dx$  multiplicado pela área através do qual o calor é transferido. A taxa real de fluxo de calor depende da constante de proporcionalidade  $k$ , conhecida como condutividade térmica, que é uma característica do material da parede. Portanto, a equação governamental para a taxa de condução de calor em um parede plana é dada pela lei de Fourier:

$$Q = -k \times A \times \frac{dT}{dx} \quad (11)$$

e o fluxo de calor, taxa de transferência de calor por unidade de área é dado por:

$$Q/A = -k \times \frac{dT}{dx} \quad (12)$$

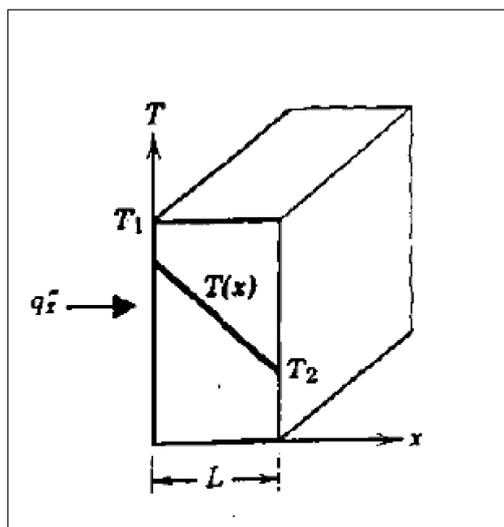
Onde:

- $Q$  - taxa de condução de calor - Watts (W);
- $k$  - representa a constante de proporcionalidade térmica do material -  $W/m \cdot K$ ;
- $A$  - área da parede plana -  $m^2$ ;
- $dT$  - gradiente de temperatura - K;
- $dx$  - na direção de  $x$  - m;
- $Q/A$  - fluxo de condução  $-(W/m^2)$ .

O sinal de  $(-)$  Equação 11, indica que o calor é transferido da região de maior temperatura para a de menor temperatura na direção do eixo  $x$  Figura 5. É válido ressaltar que

a condutividade térmica  $k$  indica a facilidade com que o calor se transmite através de um material, quanto menor o valor desta constante melhor é o isolamento térmico.

Figura 5 – Transferência de calor por condução unidimensional



Fonte: (INCROPERA; WITT, 1992)

### 5.2.2 Convecção

O mecanismo de transferência de calor por convecção, ocorre entre um fluido em movimento e uma superfície limitante, quando os dois estão em temperaturas diferentes (INCROPERA; WITT, 1992). A transferência de calor convectiva pode ser classificada em: convecção natural ou forçada Figura 6. O primeiro ocorre pela força de empuxo que se forma das diferentes densidades devidas às variações de temperatura no fluido. O segundo caso é provocado pela ação de um agente externo, um ventilador ou uma bomba que movimentam o fluido. Independente do tipo de transferência de calor por convecção, a equação apropriada obedece a lei de Newton de resfriamento.

$$Q = hA(T_s - T_f) \quad (12)$$

Assim, o fluxo convectivo de calor pode ser expresso por:

$$Q/A = h(T_s - T_f) \quad (13)$$

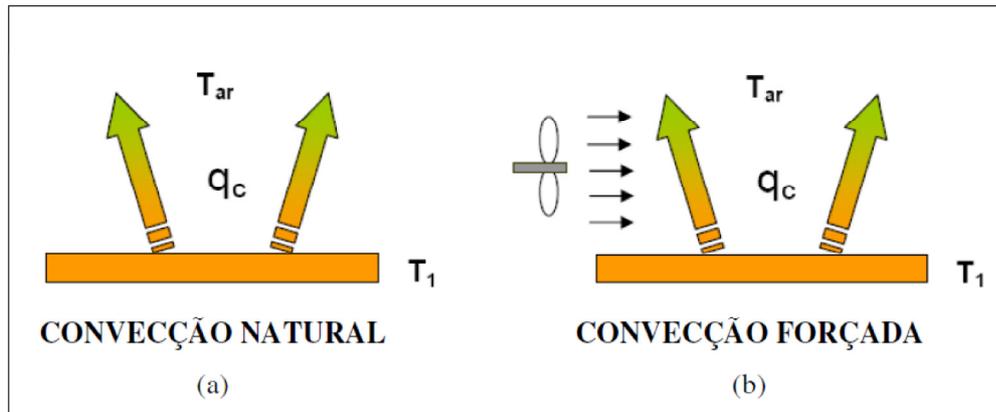
Onde:

- $Q$  - taxa de calor convectiva - Watts (W);

- $h$  - representa a constante de proporcionalidade convectiva de calor -  $W/m^2 \cdot K$ ;
- $T_s$  - temperatura na superfície - K;
- $T_f$  - temperatura do fluido - K;
- $Q/A$  - fluxo de calor por convecção -  $(W/m^2)$ .

Convém destacar que o forno desenvolvido apresenta a convecção natural em seu processo.

Figura 6 – Processos de transferência convectiva de calor. (a) Convecção natural (b) Convecção forçada.



Fonte: (CENGEL, 2007)

### 5.2.3 Radiação

É a transferência de calor por ondas eletromagnéticas, não necessitando de um meio material para se propagar, como na transferência de calor por condução e convecção. A taxa de emissão de uma superfície de área  $A$  e emissividade  $\epsilon$  é:

$$Q = \epsilon \cdot A \cdot \sigma(T^4) \quad (14)$$

- $Q$  - taxa de transferência de calor radiativa - W;
- $\epsilon$  - representa a emissividade da superfície do corpo;
- $A$  - área da superfície -  $m^2$ ;
- $\sigma$  - constante de Stepan-Boltzman -  $5,67 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$ ;
- $T$  - temperatura da superfície em Kelvin - K;

Ainda segundo (INCROPERA; WITT, 1992), quando a temperatura da superfície é maior que a temperatura ambiente e se o coeficiente convectivo for pequeno, têm-se que as taxas de transferência de calor pela radiação não são desprezíveis. Portanto, a perda térmica é dada pela equação:

$$Q = \epsilon \cdot A \cdot \sigma(T_s^4 - T_v^4) \quad (15)$$

Desse modo, o fluxo de calor por radiação é dado:

$$Q/A = \epsilon \cdot \sigma(T_s^4 - T_v^4) \quad (16)$$

Onde:

- Q - taxa de transferência de calor radiativa - W;
- $T_s$  - temperatura da superfície - Kelvin - K;
- $T_v$  - temperatura da vizinhança - Kelvin - K;
- Q/A - fluxo de calor por radiação -(W/m<sup>2</sup>).

(KREITH FRANK; BOHN, 2014) destaca ainda que os mecanismo de transferência de calor podem se apresentar em forma combinada, ou seja, o calor é transferido por vários mecanismos básicos que operam simultaneamente.

A fim de estudar os fluxos de calor por convecção e radiação deve-se levar em consideração os seguintes fatores: número de Nusselt ( $Nu = \mathcal{O}(Gr, Pr)$ ), o Grashof (Gr) e o número de Prandtl (Pr), sendo grandezas adimensionais.

O Número de Nusselt fornece uma medida do coeficiente de transmissão de calor por convecção e representa o gradiente de temperatura na superfície. Já o Grashof equivale a medida da razão entre forças de empuxo térmica e forças viscosas na camada limite de velocidade. Quanto maior for o Grashof, maior o efeito das forças de impulsão que geram a convecção natural. O Prandtl fornece uma medida da efetividade relativa dos transportes por difusão, de momento e de energia no interior das camadas limite de velocidade e térmica.

O valor de Gr, informa se o regime é laminar ou turbulento. A restrição para o regime laminar ou turbulento de acordo com (KREITH FRANK; BOHN, 2014) é: Se  $Gr < 10^9$  o regime é laminar e se  $Gr > 10^9$ , o regime é turbulento. O valor de Grashof pode ser encontrado pela equação:

$$Gr = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (17)$$

Onde:

- $g$  - aceleração da gravidade;
- $\beta$  - coeficiente de expansão volumétrica;
- $L$  - comprimento;
- $\nu$  - viscosidade cinemática;
- $\Delta T$  - variação de temperatura.

O número de Nusselt no regime laminar é encontrado pela Equação 18 e o valor Prandtl é uma constante Tabela 6. De posse dos valores do Nu e da condutividade térmica  $k$ , encontra-se o coeficiente convectivo ( $h$ ) Equação 19 e assim determina-se fluxo de calor convectivo Equação 13.

$$Nu = 0,555 \times (Gr \times Pr)^{0,25} \quad (18)$$

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (19)$$

Onde:

- $Nu$  - número de Nusselt;
- $h$  - coeficiente convectivo - ( $W/m^2K$ );
- $L$  - comprimento - m;
- $k$  - condutividade térmica - ( $W/mK$ ).

Tabela 6 – Propriedades termodinâmicas dos gases: Ar seco em pressão atmosférica

Temperatura, T	Densidade, $\rho$ ( $kg/m^3$ )	Coefficiente de expansão térmica $\beta \times 10^3$ (1/K)	Calor específico, cp (J/kg K)	Condutividade térmica, k (W/m K)	Número de Prandtl, Pr	$g\beta/v^2 \times 10^8$ (1/K m <sup>3</sup> )
°C	$\times 6,243 \times 10^{-2}$ (lbm/ft <sup>3</sup> )	$\times 0,5556$ (1/R)	$\times 2,388 \times 10^{-4}$ (Btu/lbm ° F)	$\times 0,5777$ (Btu/h ft °F)		$\times 1,573 \times 10^{-2}$ (1/ R ft <sup>3</sup> )
0	1,252	3,66	1011	0,0237	0,71	1,85
20	1,164	3,41	1012	0,0251	0,71	1,36
40	1,092	3,19	1014	0,0265	0,71	1,01
60	1,025	3	1017	0,0279	0,71	0,782
80	0,968	2,83	1019	0,0293	0,71	0,6
100	0,916	2,68	1022	0,0307	0,71	0,472
200	0,723	2,11	1035	0,037	0,71	0,164
300	0,596	1,75	1047	0,0429	0,71	0,0709
400	0,508	1,49	1059	0,0485	0,72	0,035
500	0,442	1,29	1076	0,054	0,72	0,0193
1000	0,268	0,79	1139	0,0762	0,74	0,00236

Fonte:(KREITH FRANK; BOHN, 2014)

Por exemplo: Para temperatura de 600°C tem-se um valor da temperatura média na superfície lateral esquerda de 34,9°C Figura 36. A partir desta temperatura retira-se o valor de  $\frac{g\beta}{\nu^2}$  da Tabela 6 e o substitui na Equação 17. Abaixo os resultados:

$Gr = 1,09925 \times 10^8 \times (307,9K - 300K) \times 0,569^3$ . O resultado do Gr substitui na Equação 18 e encontra-se o número de nusselt. Para a mesma temperatura, 34,9°C, retira-se o valor da condutividade térmica da Tabela 6 e o resultado substitui na Equação 19 e acha-se o valor do coeficiente convectivo naquela superfície. Através do coeficiente convectivo é possível determinar a taxa de calor por convecção Equação 12.

### 5.3 Balanço de energia e avaliação de desempenho

A Conservação da energia é o princípio fundamental da primeira lei da termodinâmica. Para a análise em termodinâmica é definido o termo sistema, que é usado para identificar o objeto da análise ou aquilo que se deseja estudar. Existem basicamente dois tipos básicos de sistema e que são conhecidos por: sistemas fechados e volumes de controle. O primeiro refere-se a uma quantidade fixa de matéria separado por uma fronteira da vizinhança. O segundo, é uma região do espaço através do qual um fluido pode escoar através de suas fronteiras. No projeto desenvolvido considera uma mistura ar-combustível entrando no sistema e escoando para a superfície. Portanto, considera-se o sistema como volume de controle e de acordo (TURNER, 2013) o balanço de energia conforme a primeira lei da termodinâmica pode ser escrito como:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}[(h_s - h_e) + \frac{1}{2}(V_s^2 - V_e^2) + g(Z_s - Z_e)] \quad (20)$$

A energia cinética e potencial podem ser desprezados do processo por não interferirem significativamente. O trabalho também pode ser desprezado da equação por não haver nenhum tipo de trabalho mecânico de eixo que gere potência. Admitiu-se que o forno estava em regime permanente, portanto a Equação 21 resume-se a:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (21)$$

Uma avaliação completa de todo o calor gerado e disponível no interior de um forno, deve considerar o calor residual associado ao fluxo dos gases, na entrada e na saída, assim como o calor perdido para o ambiente através das paredes do forno. A taxa de perda nas paredes é encontrada considerando às perdas térmicas por: convecção e radiação Equações 12 e 15. Para o cálculo das taxas de calor dos gases da exaustão é considerado à análise cromatográfica do GNV realizado por (AGUIAR, 2010). Através da temperatura determinada pelo termopar

situado na saída do tubo de exaustão é possível determinar a entalpia dos produtos e assim determinar as taxas de perdas dos gases de combustão Equação 22.

$$\dot{Q}_{conv.} = \sum (\dot{m}_i(h_i)) \quad (22)$$

Onde:

- $\dot{m}_i$  - Corresponde a vazão mássica dos produtos;
- $h_i$  - Corresponde entalpia padrão específica dos produtos.

Valores de entalpia para várias substâncias à temperatura de referência são tabelados e processo de combustão ocorre em pressão constante, portanto as entalpias são funções somente da temperatura. Segundo (TURNS, 2013) de forma a obter a entalpia em função da temperatura, escreve-se:

$$\bar{h}_i(T) = \bar{h}_{f,i}^0(T_{ref}) + \Delta\bar{h}_{s,i}(T) \quad (23)$$

Onde:

- $\bar{h}_i(T)$  - Corresponde à entalpia na temperatura desejada;
- $\bar{h}_{f,i}^0(T_{ref})$  - Corresponde à entalpia no estado padrão de referência;
- $\Delta\bar{h}_{s,i}(T) \equiv \bar{h}_i(T) - \bar{h}_{f,i}^0(T_{ref})$ .

E a potência química  $\dot{Q}_{quimico}$ , representa a energia liberada pela reação de combustão ou a energia fornecida para o forno e é proporcional ao produto da taxa de fluxo de massa do combustível pelo seu poder calorífico inferior (PCI), sendo expresso a seguir:

$$\dot{Q}_{quimico} = (\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}) \quad (24)$$

Onde:

- $\dot{m}_{comb}$  - Corresponde a vazão mássica do combustível - kg/s;
- $PCI_{comb}$  - Corresponde ao poder calorífico inferior do combustível - kJ/kg;

Para calcular a energia de extração do forno,  $\dot{Q}_{extr.}$ , considera-se a energia fornecida para o forno,  $\dot{Q}_{quimico}$ , a energia perdida através das paredes,  $\dot{Q}_{perdas}$ , e a energia dissipada através

dos gases da exaustão,  $\dot{Q}_{conv.}$ . Portanto, considera-se que a anergia de extração representa de fato a energia útil de aquecimento e obtida pela Equação 25.

$$\dot{Q}_{extr.} = \dot{Q}_{quimico} - \dot{Q}_{convec} - \dot{Q}_{perdas} \quad (25)$$

Assim, define-se que o rendimento do forno será definido através da energia fornecida menos todas as perdas ocorridas no processo e definido como:

$$\eta = \dot{Q}_{quimico} - \dot{Q}_{perdas} \quad (26)$$

$\dot{Q}_{perdas}$  representa o somatório das perdas por convecção e radiação nas superfícies externas metálicas do forno e das perdas através dos gases da exaustão.

## 6 METODOLOGIA

Existem poucos modelos experimentais de fornos com a aplicação da combustão de filtração em seu processo, além disto, as pesquisas existentes apresentam poucos detalhes dos parâmetros de projeto e operação. Os detalhes do desenvolvimento, construção e testes de um forno a gás não convencional que utilizou a combustão de filtração como fonte de calor, com especificações dos materiais e com aspectos relevantes para a sua construção foram apresentados nesta seção, divididos da seguinte forma: 6.1) projeto e detalhamento; 6.2) construção das peças; 6.3) montagem; 6.4) teste do protótipo do forno.

### 6.1 Projeto e detalhamento

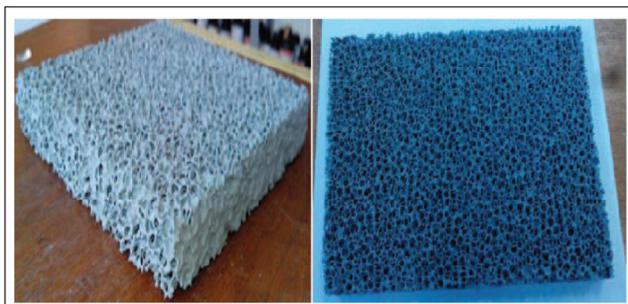
#### 6.1.1 Câmara interna

Com base na peça já existente, espumas de cerâmicas de carbetto de silício (SiC - Figura 7), iniciou-se o desenvolvimento da câmara de aquecimento. O carbetto de silício tem a função de armazenar os gases oriundos da combustão que seriam lançados fora, com propriedades de um bom acumulador de calor, meio poroso, para em seguida recirculá-lo em direção a nova mistura e assim atingir temperaturas de chamas superiores a de adiabática, bem como reduzir as emissões dos gases poluentes.

A primeira peça desenvolvida foi a alumina densa (Figura 8), com funções de : transferência de calor simultânea (condução, radiação e convecção) do meio poroso para sua parte interna; e proteção para os vidros que encontram-se dentro da câmara, de forma que os gases oriundos da combustão não contamine a estrutura dos vidros. A escolha do material, alumina, se deveu ao fato da utilização de soluções ácidas para deposição dos filmes finos sobre os vidros e assim evitar o desgaste da câmara por conta da oxidação.

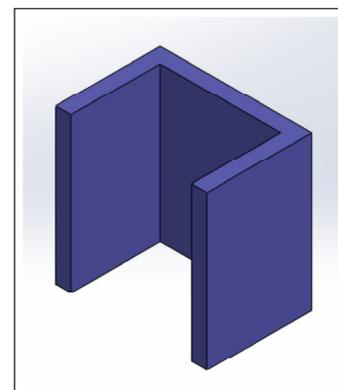
A peça foi desenhada e construída em formato de U, nas dimensões de 195,4 mm de comprimento, 135 mm de altura e 10 mm de espessura. Esse formato tem a função de distribuir o calor de maneira uniforme para a parte interna da câmara e sua elevada resistência mecânica também serviu como suporte para as espumas de SiC (Figura 7, 9), com uma porosidade de 65%, 10 ppi(poros por polegada)e com dimensões de: 180 x 180 x 25 mm (Figura 7).

Figura 7 – Meio poroso de SiC



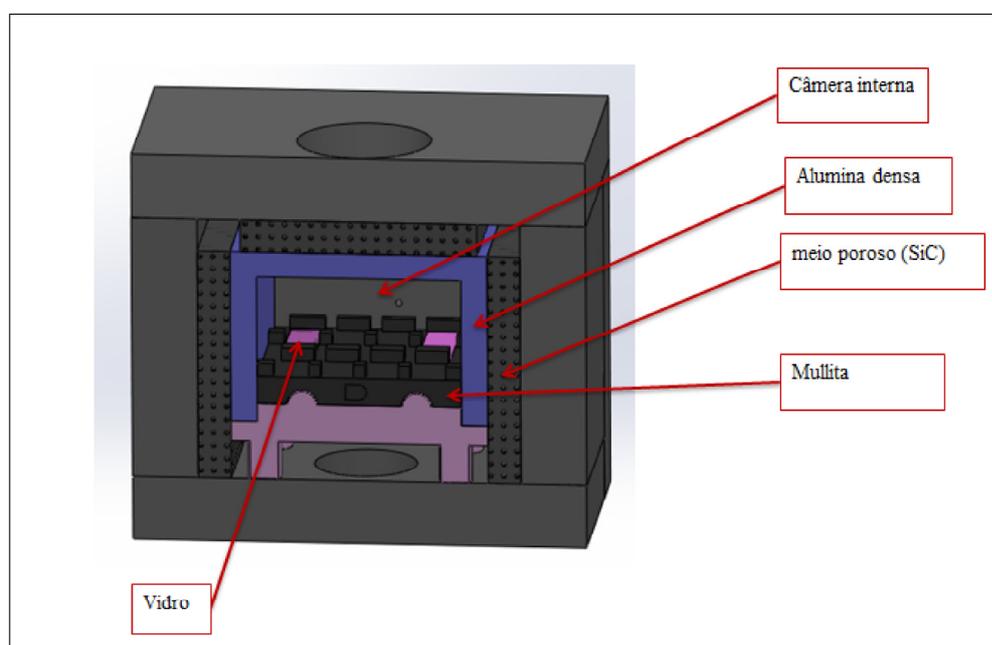
Fonte: O próprio

Figura 8 – Alumina densa



Fonte: O próprio

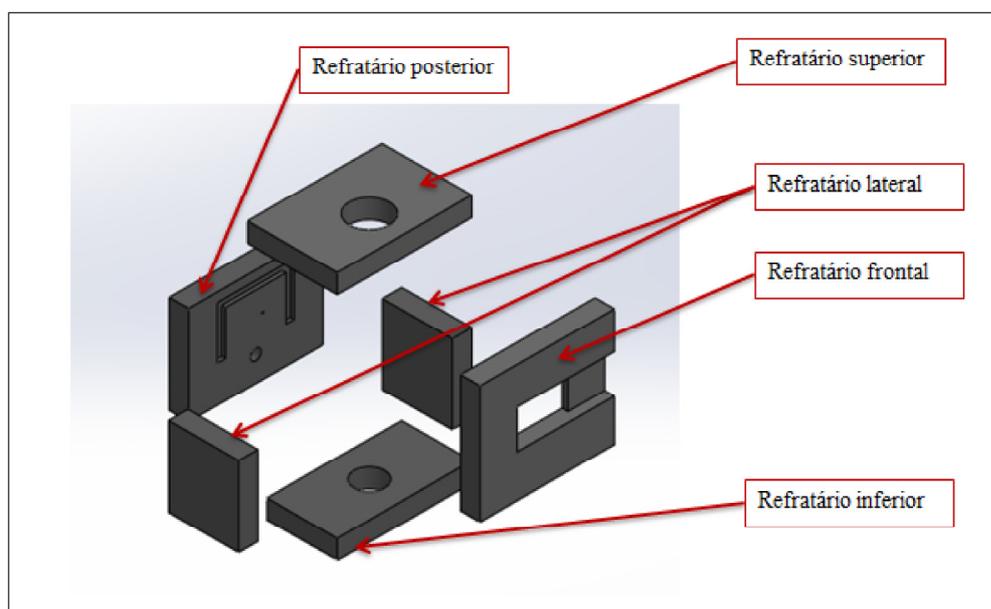
Figura 9 – Câmara interna



Fonte: O Próprio

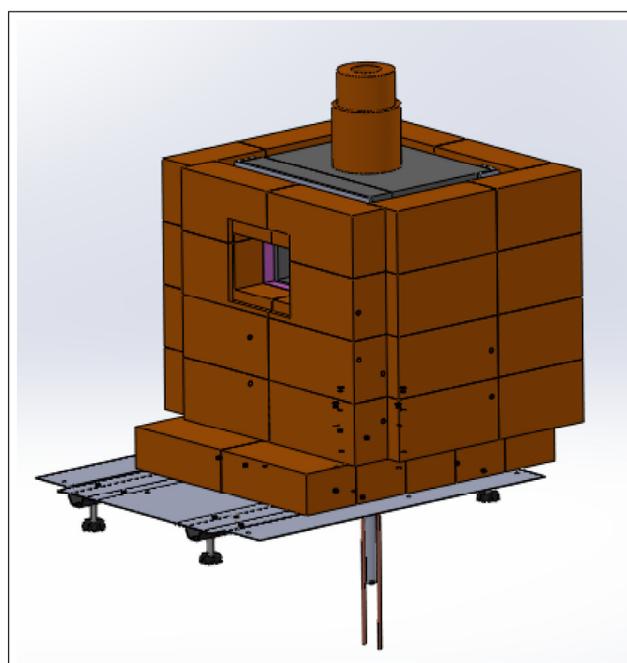
Posteriormente, foram projetados os refratários, peças que serão úteis para evitar a perda térmica através das paredes do forno para o ambiente externo. Primeiro foram desenvolvidos os refratários internos Figura 10, em seguida os externos Figura 11.

Figura 10 – Refratários da câmara



Fonte: O Próprio

Figura 11 – Refratários externos



Fonte: O Próprio

### 6.1.2 Queimador ou sistema de aquecimento

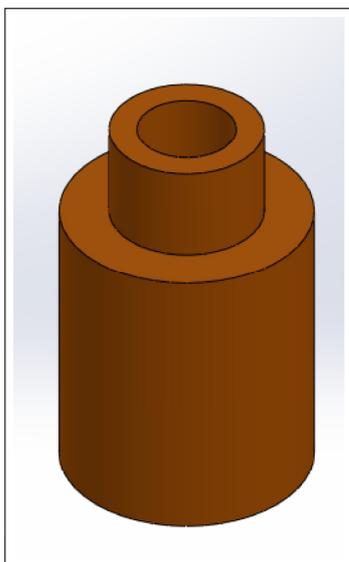
Queimadores são dispositivos mecânicos que têm a função de realizar a oxidação dos combustíveis (SOUZA, 2005), ou um equipamento que processa a queima do combustível. O

contato do combustível e do oxidante deve ser o suficiente para atingir a temperatura de ignição e completar a reação de combustão.

O núcleo do sistema de aquecimento foi constituído por um tubo refratário de mulita (Figura12), esferas de alumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) com  $\epsilon = 0,4$ , diâmetro de 5,5 mm (Figura 13) que preencheram integralmente o reator (Figura12) e um trocador de calor de cobre (Figura14). O sistema de aquecimento foi desenvolvido nesta concepção para evitar manutenção ou troca de queimadores em fornos através dos desgastes dos materiais utilizados e os entupimentos ocorridos pela oxidação dos combustíveis nos queimadores.

As esferas de alumina foram utilizadas devido possuir elevada condutividade térmica  $k = 33 \text{ W/m} \cdot \text{K}$  em relação a maioria dos óxidos cerâmicos, altas resistências sob temperaturas elevadas e resistência a ataques químicos. Por esse berço poroso, a mistura ar-combustível atravessou ao longo de todo o seu comprimento até a zona de reação.

Figura 12 – Tubo injetor



Fonte:O Próprio

Figura 13 – Esferas de alumina



Fonte:O Próprio

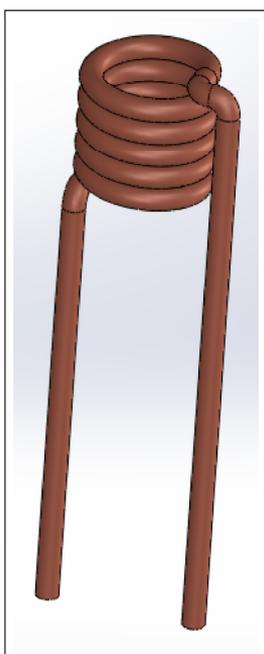
### 6.1.3 Trocador de calor

O trocador de calor foi projetado para garantir a segurança operacional do forno, com a criação de uma barreira térmica para a frente de chama que se propaga no sentido contrário ao fluxo em direção a mistura fresca, a mistura ar-combustível que não foi queimada ou a mistura que está entrando no queimador.

A retirada de calor através do fluxo de água no interior do trocador faz com que a região interna do reator fique mais fria, deixando a frente de chama mais afastada da mistura fresca e assim evita-se eventuais aquecimentos localizados nas superfícies metálicas. Logo, ele mantém condições adequadas e seguras para operação do equipamento. O trocador feito

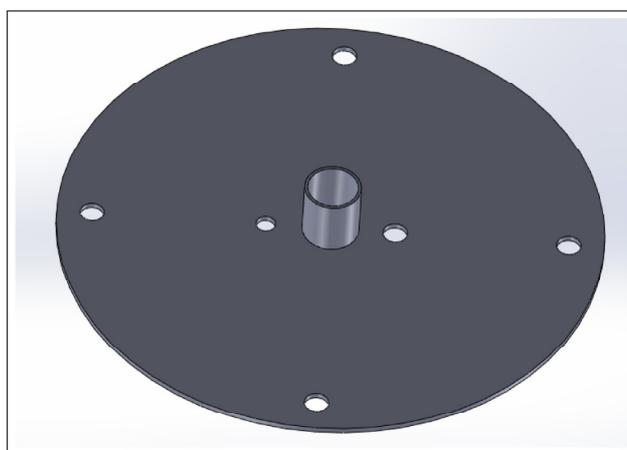
de cobre tem formato helicoidal com diâmetro da bitola  $d_{bit} = 4,76 \text{ mm}$  (3/16 inch), diâmetro externo  $d_{ext} = 38,3 \text{ mm}$ , comprimento total  $L_{tot} = 164 \text{ mm}$  e com 5,5 espiras. A sua geometria pode ser visualizada na Figura 14, com uma de suas extremidades conectado a um sistema de alimentação de água que vai até o centro do reator e outra para saída. Os furos centrais indicados na Figura 15 são para a passagem do trocador de calor e os outros furos servem para fixação do flange na parte inferior do forno.

Figura 14 – Trocador  
de ca-  
lor



Fonte:O Próprio

Figura 15 – Flange inferior

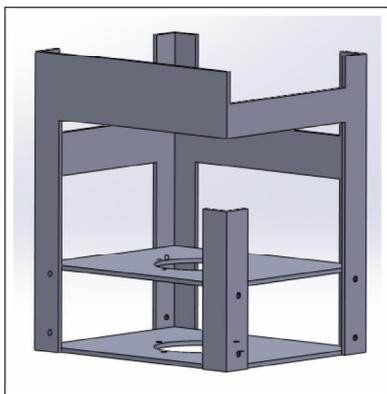


Fonte:O Próprio

#### 6.1.4 Conjunto estrutural

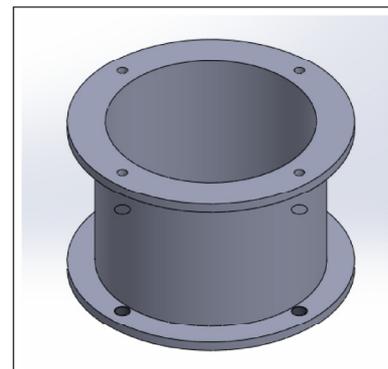
Após a conclusão do desenvolvimento dos refratários (Figura10), iniciou-se o projeto das peças estruturais. As primeiras foram o suporte para montagem dos refratários (Figura16) e o tubo de sustentação (Figura17) ambos em material de aço carbono 1020 com #3,0 mm de espessura. A Figura 18 representa a montagem dos refratários sobre o suporte.

Figura 16 – Suporte para montagem dos refratários



Fonte:O Próprio

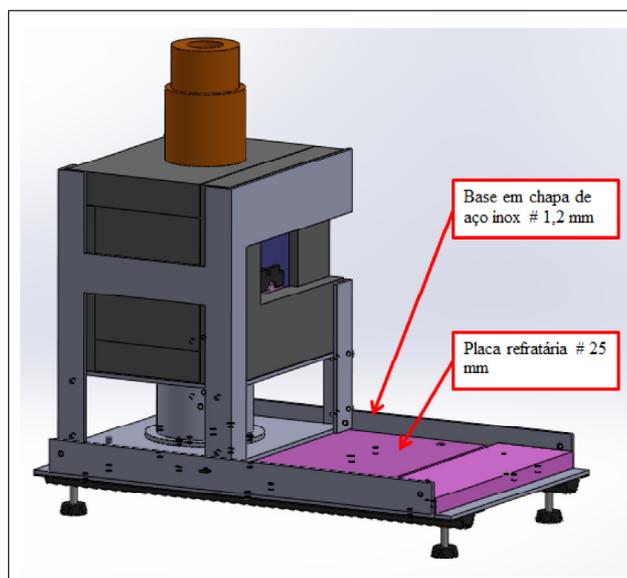
Figura 17 – Tubo de sustentação



Fonte:O Próprio

A câmara interna, como o conjunto completo, ficou apoiada em uma base de aço inox com espessura de 1,2 mm em formato de U (Figura18) que serviu de sustentação mecânica e fixação, impedindo inclusive o deslocamento do conjunto em eventuais processos de combustão dos gases ou até mesmo na movimentação do forno. Entre a base e o conjunto completo, existe uma placa de isolamento térmico com espessura de # 25 mm para evitar possíveis perdas de calor oriundas da zona de combustão para o ambiente externo. Na parte inferior da base foi acoplado um flange, com a função de manter as esferas de alumina dentro do meio poroso (Figura15). Na sua parte central existe um tubo soldado com rosca externa 3/4 inch NPT para conectar a entrada da mistura (ar+combustível) dentro do meio poroso e outros dois furos para a passagem do trocador de calor.

Figura 18 – Montagem do conjunto completo na base

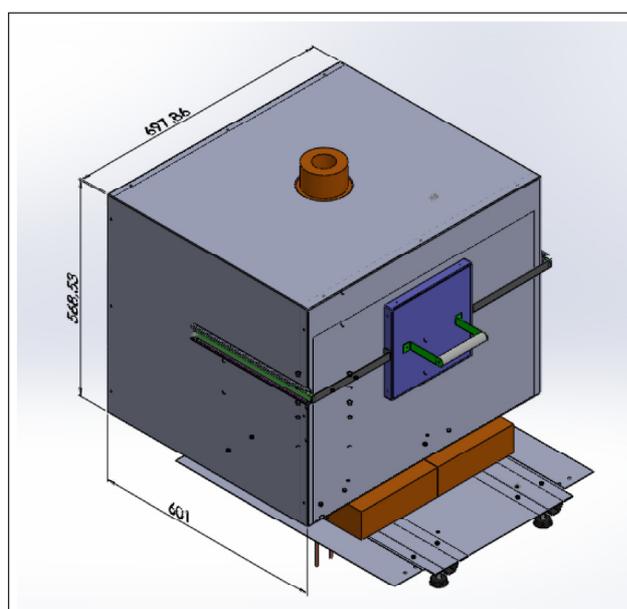


Fonte:O Próprio

Após a conclusão da câmara de aquecimento, foram desenhados os refratário externo (Figura11) juntamente com a base inferior de sustentação em aço inox com #1,2 mm de espessura.

Logo após, modelou-se as partes externas, com o acabamento final do produto (Figura19).

Figura 19 – Produto final modelado - dimensões externas em mm



Fonte:O Próprio

## 6.2 Construção das peças

Com o detalhamento e o dimensionamento das peças concluídas, os desenhos foram enviados para os fornecedores para as respectivas execuções. Os refratários Figura 10 foram fabricados pelo fornecedor Refratários Paulista.

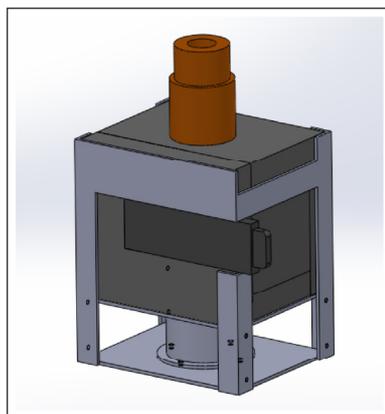
A alumina densa Figura 8, foi fabricada pelo fornecedor Saint Gobain. O material utilizado na alumina densa apresenta elevada concentração de alumina e ótima condutividade térmica. Esses valores elevados tem a função de fazer com que ocorra transferência de calor por condução, convecção e radiação da parte externa para a interna Figura 9), local onde futuramente os vidros serão aquecidos.

As peças que dão o acabamento final do produto foram produzidas em aço inox com espessura de 1,2 mm, por causa dá grande aplicação de ácidos utilizados para fabricação de filmes finos.

## 6.3 Montagem

Os refratários da câmara foram montados sobre o suporte metálico (Figura 20), sentados com a argamassa. Já os refratários externos foram montados sobre uma base em aço inox para receber os refratários da câmara (Figura 11). Em seguida as peças externas foram montadas sobre os refratários externos finalizando a montagem completa Figura19.

Figura 20 – Montagem dos refratários



Fonte: O Próprio

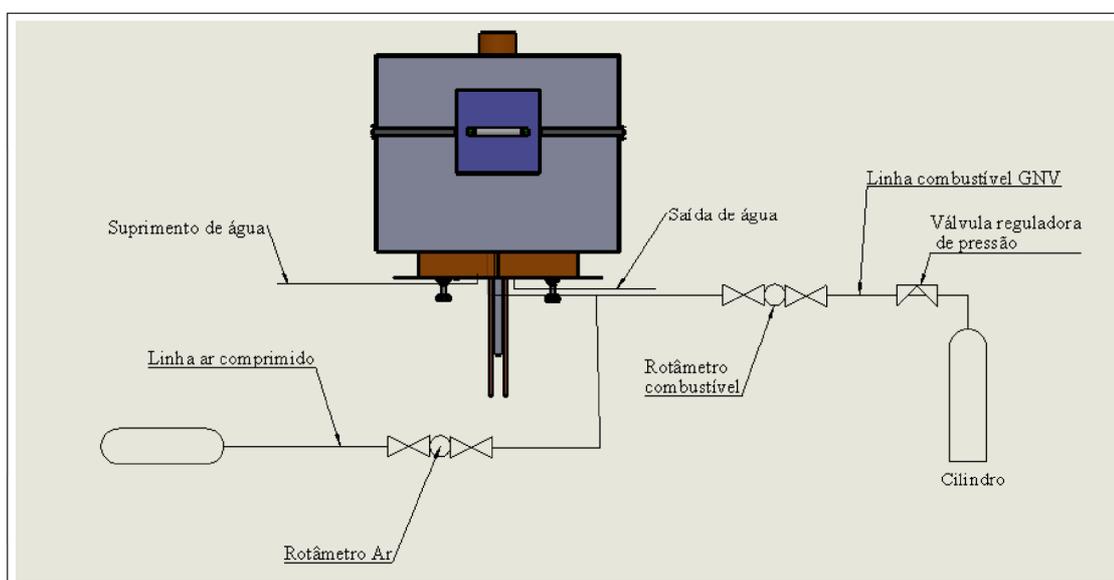
## 6.4 Teste do protótipo do forno

O teste do protótipo do forno foi realizado utilizando gás natural veicular (GNV) como combustível e ar comprimido como comburente. A vazão do GNV e do ar foram controlados

através de dois rotômetros do fornecedor Dwyer. O primeiro com uma escala de 0 a  $3,93 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$  (0 a 5 SCFH) e o segundo 0 a  $78,66 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$  (0 a 100 SCFH). Uma tubulação relativamente comprida garantiu a homogeneidade da mistura, GNV e ar-comprimado seco, antes de entrar no meio poroso.

A Figura 21 representou o sistema de circulação do combustível, ar e água. O combustível sai do cilindro passa por uma válvula redutora de pressão, segue para o rotômetro, na qual foi feita a regulagem e juntou-se com a alimentação de ar - comprimido que também foi regulado. O controle de vazão da água foi realizado cronometrando o tempo para encher um béquer qualquer com um volume definido.

Figura 21 – Sistema de circulação combustível, ar comprimido e água



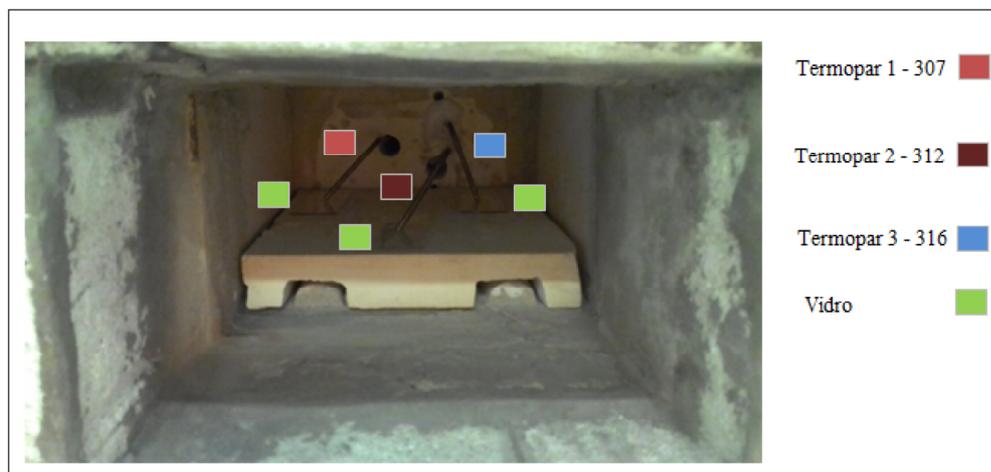
Fonte: O Próprio

#### 6.4.1 Sistema de monitoramento de temperatura

Neste sistema, foram adquiridos três termopares comerciais tipo K. Termopares são instrumentos para medição de temperatura, constituídos por dois fios condutores diferentes, unidos e soldados em uma das suas extremidades. As suas extremidades ao serem submetidas a diferentes temperaturas, a composição química dos metais gera uma força eletromotriz (mV). As extremidades dos sensores de temperaturas foram conectados nas portas do sistema de aquisição de dados, datalogger. Os medidores de temperatura foram inseridos dentro da câmara interna situados em três posições diferentes sobre as lâminas de vidros Figura 22 e a obtenção dos dados durante a realização dos testes foram realizadas automaticamente em intervalos à cada 10 segundos. Uma câmera infravermelha fluke modelo Ti125 foi utilizada para análise termográfica da distribuição de temperatura na parte interna e externa do forno.

Além do mais, esse monitoramento através das análises de imagens permitiu identificar os pontos com maior concentração de temperatura e uma melhor compreensão das perdas de energia por convecção e condução nas paredes do forno. O termopar também foi utilizado na obtenção das temperaturas da água na entrada, saída e dos gases do exaustão. Esses dados foram úteis para obtenção dos valores numéricos do balanço de energia e do rendimento do forno.

Figura 22 – Montagem dos termopares



Fonte: O Próprio

## 6.5 Operação e procedimento experimental

De forma a permitir a reprodução dos experimentos, tendo em vista trabalhos futuros, o procedimento dos testes é relatado aqui detalhadamente. Este procedimento é baseado na experiência adquirida ao longo deste trabalho. Portanto, no início de cada teste deve-se:

- Conectar os terminais dos termopares no sistema de aquisição de dados;
- Ligar o sistema de aquisição de dados e verificar se as temperaturas iniciais são coerentes com a temperatura ambiente;
- Ligar o sistema de alimentação de água e ajustar a sua vazão para  $6,522 \text{ cm}^3/\text{s}$ ;
- Retirar a umidade do ar-comprimido;
- Ligar o sistema de exaustão;
- Ligar o sistema do ar-comprimido e ajustar para a pressão de 4 bar;
- Ligar o sistema da linha do combustível e ajustar para a pressão de 4 bar;

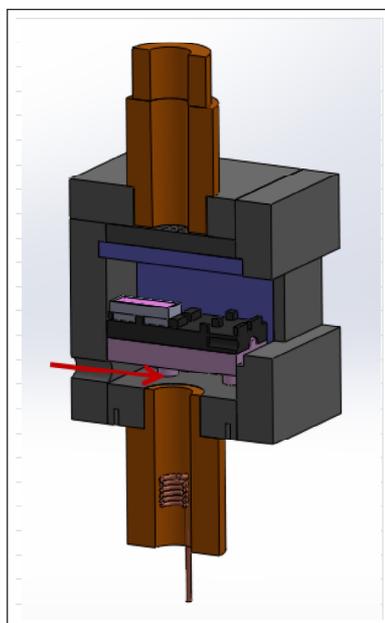
- Regular as leituras nos rotômetros para razão de equivalência de  $\phi$  0,86 e velocidade de escoamento dos fluidos  $V_g = 0,35$  m/s;
- Iniciar o sistema de ignição Figura 23;
- Fechar a entrada do sistema de ignição Figura 23.

No final de cada teste, ainda com o queimador ligado, deve-se:

- Fechar às válvulas de bloqueio do cilindro de gás combustível com os rotômetros abertos;
- Esperar que o manômetro do combustível fique na pressão atmosférica e então fechar as válvulas de bloqueio da linha e válvula reguladora de vazão (rotômetro);
- Fechar a válvula reguladora de vazão do ar (rotômetro);
- Desligar o sistema de alimentação de água;
- Desligar o sistema de exaustão.

O procedimento realizado acima foi utilizado para manter a segurança operacional, tanto do forno quanto do operador.

Figura 23 – Sistema de ignição

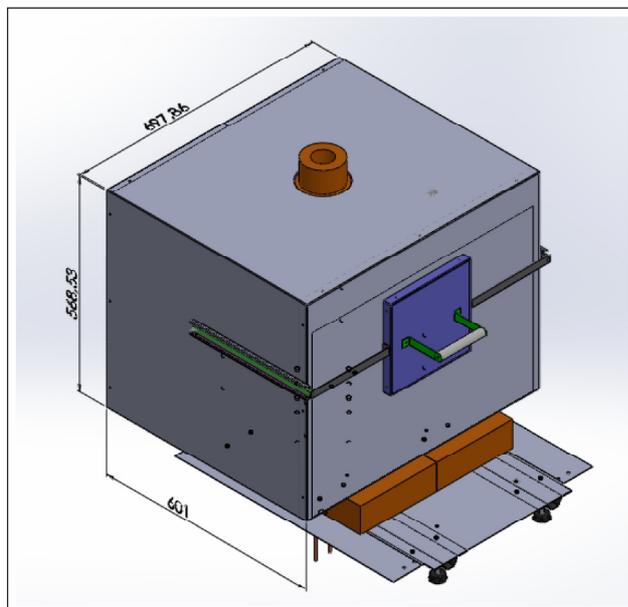


Fonte: O Próprio

O objetivo final desse projeto foi o desenvolvimento de um forno que utilizou a tecnologia “*Combustão de Filtração*” como uma fonte externa de calor operando com gás natural veicular.

A Figura 24 representa imagem isométrica da montagem do sistema e a Figura 25 mostra a foto do forno construído, objeto desta pesquisa, o qual encontra-se finalizado diante da proposta apresentado neste trabalho.

Figura 24 – Modelo em 3D - dimensões externas em mm



Fonte: O Próprio

Figura 25 – Forno construído



Fonte: O Próprio

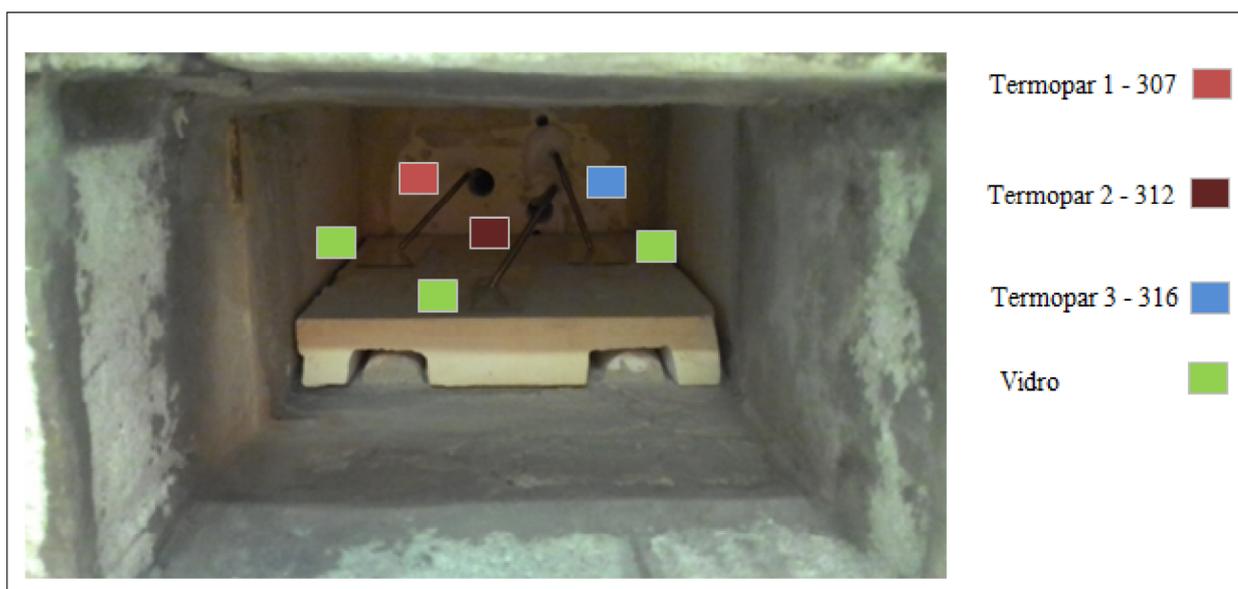
## 7 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Testes experimentais foram realizados com a finalidade de conhecer melhor o aparato experimental e inferir os aspectos sobre o comportamento do processo. Os ensaios permitiram verificar a distribuição de temperatura dentro da câmara, bem como quantificar as perdas de energia e o balanço energético do forno. O combustível utilizado nos ensaios do forno foi o gás natural veicular (GNV).

### 7.1 Distribuição de temperatura

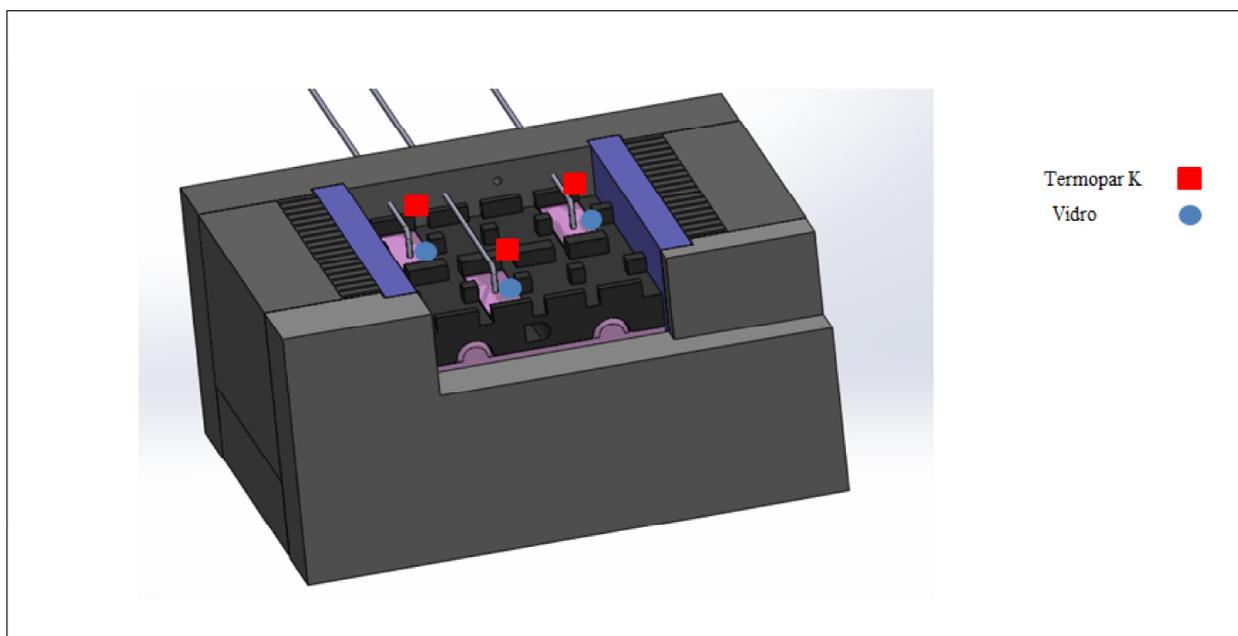
O controle de distribuição da temperatura dentro da câmara foi realizado através de três termopares tipo K, inseridos em posições diferentes sobre os vidros que estão localizados dentro da câmara interna (Figura 26). A Figura 27 representa uma seção transversal da câmara interna com os termopares inseridos.

Figura 26 – Montagem dos termopares



Fonte: O Próprio

Figura 27 – Montagem dos termopares em 3D



Fonte: O Próprio

A Figura 28 mostra as leituras efetuadas pelos termopares conectados no medidor, datalogger, ao chegarem à temperatura planejada do projeto, 600°C, na câmara interna. Ao atingir a temperatura planejada, verifica-se um gradiente máximo na leitura do termopar (1 - 307) em relação ao termopar (3 - 316) de 2,4°C.

Figura 28 – Resultados dos termopares

Scan		Channels		
Scan Cycle	Time	307	312	316
2053	02:21:41.263	602.3840 C	601.3060 C	600.0160 C
2052	02:21:31.263	602.3380 C	601.2070 C	599.9540 C
2051	02:21:21.263	602.3000 C	601.1360 C	599.8760 C
2050	02:21:11.263	602.2540 C	601.0740 C	599.8390 C
2049	02:21:01.263	602.2040 C	600.9840 C	599.7610 C
2048	02:20:51.263	602.1860 C	600.9220 C	599.7370 C
2047	02:20:41.263	602.1420 C	600.9000 C	599.6840 C
2046	02:20:31.263	602.1020 C	600.8660 C	599.6410 C
2045	02:20:21.263	602.0370 C	600.8290 C	599.5850 C
2044	02:20:11.263	602.0030 C	600.7670 C	599.5260 C
2043	02:20:01.263	601.9470 C	600.6990 C	599.4730 C
2042	02:19:51.263	601.8730 C	600.6550 C	599.4110 C
2041	02:19:41.263	601.8510 C	600.6270 C	599.3090 C
2040	02:19:31.263	601.7980 C	600.5810 C	599.2470 C
2039	02:19:21.263	601.7700 C	600.5160 C	599.2100 C
2038	02:19:11.263	601.7360 C	600.4450 C	599.1540 C
2037	02:19:01.263	601.6530 C	600.3980 C	599.0830 C
2036	02:18:51.263	601.5690 C	600.3520 C	599.0700 C
2035	02:18:41.263	601.5290 C	600.2870 C	598.9950 C
2034	02:18:31.263	601.4830 C	600.2500 C	598.9050 C
2033	02:18:21.263	601.4020 C	600.1840 C	598.8530 C
2032	02:18:11.263	601.3710 C	600.1480 C	598.7880 C
2031	02:18:01.263	601.3000 C	600.0830 C	598.6820 C
2030	02:17:51.263	601.2520 C	600.0270 C	598.6080 C
2029	02:17:41.263	601.2110 C	599.9620 C	598.5460 C
2028	02:17:31.263	601.1300 C	599.9100 C	598.4840 C
2027	02:17:21.263	601.0720 C	599.8260 C	598.4410 C
2026	02:17:11.263	601.0370 C	599.7950 C	598.3290 C
2025	02:17:01.263	600.9780 C	599.7240 C	598.2730 C
2024	02:16:51.263	600.9440 C	599.6680 C	598.2580 C
2023	02:16:41.263	600.8820 C	599.5690 C	598.1740 C
2022	02:16:31.263	600.7860 C	599.5220 C	598.0870 C
2021	02:16:21.263	600.7490 C	599.4570 C	597.9820 C
2020	02:16:11.263	600.6990 C	599.3770 C	597.9230 C
2019	02:16:01.263	600.6370 C	599.2990 C	597.9040 C
2018	02:15:51.263	600.6210 C	599.2840 C	597.8800 C
2017	02:15:41.263	600.6000 C	599.2990 C	597.8180 C
2016	02:15:31.263	600.5250 C	599.2400 C	597.7900 C
2015	02:15:21.263	600.4390 C	599.1910 C	597.7250 C

Fonte: O Próprio

Ao analisar a especificação do termopar, tipo K, o fornecedor informa uma tolerância de  $\pm 2,2^{\circ}\text{C}$  (Tabela 7). De posse da especificação e dos resultados das leituras dos termopares na câmara do forno, observou-se um erro aproximado de 9,1%.

Através da distribuição de temperatura dentro da câmara é possível construir as curvas de aquecimento dos termopares em função do tempo (Figura 29). Os resultados experimentais geraram perfis térmicos semelhantes, fato comprovado pelos coeficientes de correlação das temperaturas dos três termopares. O coeficiente de correlação ( $r$ ) entre variáveis é a relação

Tabela 7 – Limites de erro em função do tipo e temperatura de trabalho dos termopares

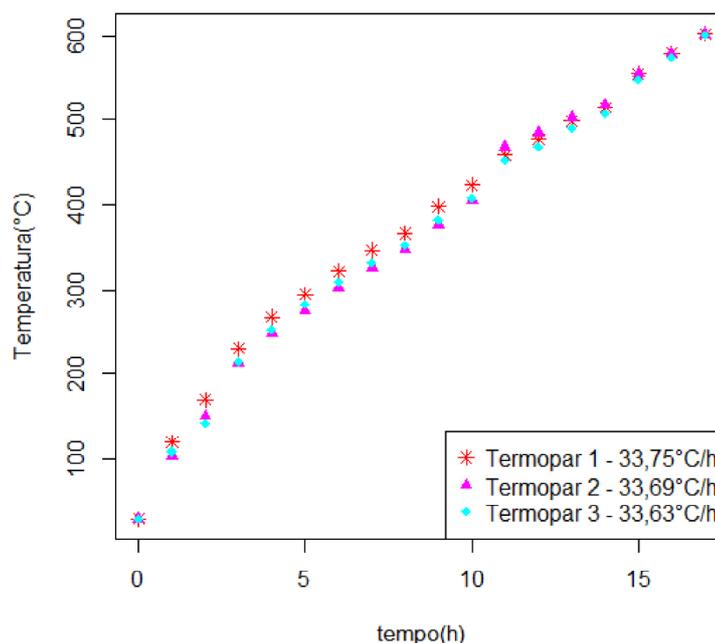
Tipo de Termopar	Faixa de temperatura (°C)	Limites de erro	
		Padrão (escolher o maior)	Especial (escolher o maior)
T	0 a 370	±1°C ou 0,75%	±0,5°C ou ±0,4%
J	0 a 760	±2,2°C ou 0,75%	±1,1°C ou ±0,4%
E	0 a 870	±1,7°C ou ±0,5%	±1°C ou ±0,4%
K	0 a 1260	±2,2°C ou ±0,75%	±1,1°C ou ±0,4%
S e R	0 a 1450	±1,5°C ou 0,25%	±0,6°C ou ±0,1%
B	870 a 1700	±0,5°C	±0,25%
N	0 a 1260	±2,2°C ou ±0,75%	±1,1°C ou ±0,4°C
T	-200 a 0	±1°C ou ±1,5%	-
E	-200 a 0	±1,7°C ou ±1%	-
K	-200 a 0	±2,2°C ou ±2%	-

Fonte: (ECIL MET TEC, 2016)

existente de uma grandeza em relação a outra e seu valor sempre estará entre  $-1 \leq r \leq 1$ . Quanto mais próximo de -1 maior a correlação negativa e de +1 maior a correlação positiva e quanto mais esse número se aproximar de 0 menor a correlação. Abaixo é possível verificar a correlação existentes entre os termopares e diante disso concluir que existe uma forte dependência linear:

- Termopar 3 (316) x Termopar 2 (312) -  $r_{32} = 0,9993$ ;
- Termopar 3 (316) x Termopar 1 (307) -  $r_{31} = 0,9990$ ;
- Termopar 2 (312) x Termopar 1 (307) -  $r_{21} = 0,9982$ .

Figura 29 – Curva de aquecimento dos termopares



Fonte: O Próprio

Para cada curva de aquecimento desejada foi informada uma série de pontos (T,t), com intervalos determinados de maneira a defini-lá corretamente. Os perfis térmicos (Figura 29) apresentam curvas de aquecimento bem semelhantes: Termopar 1 - 33,75°C/h, Termopar 2 - 33,69°C/h e Termopar 3 - 33,63°C/h. Por exemplo, o termopar 1 para atingir a temperatura planejada, 600°C, gasta 33,75°C a cada hora. O tempo gasto pelos os três termopares para chegar na temperatura de 600°C  $\pm 2,2^\circ\text{C}$  foi aproximadamente de 18 horas, com um consumo de combustível de 4,59 m<sup>3</sup>.

### 7.1.1 Temperaturas nas superfícies do forno

Ao atingir a temperatura interna, 600°C na câmara, utilizou-se uma câmera termográfica para mensurar as perdas térmicas na frente, nas laterais, no fundo e no teto Figuras 31, 33, 35 37, 39, 40, 41, 42 respectivamente.

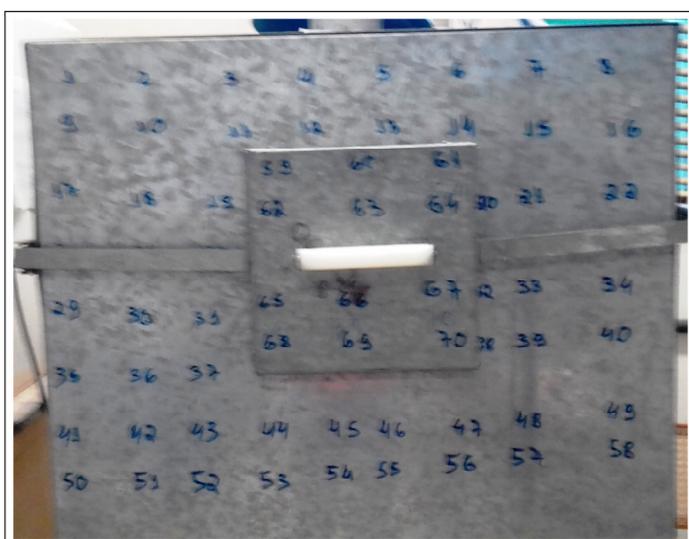
### 7.1.2 Temperatura na frente

A escala ao lado da Figura 31 indica a representação do gradiente da temperatura na frente do forno. Os dados do termograma mostram a temperatura mínima (T<sub>mín</sub>) 30,8°C, a máxima (T<sub>máx</sub>) 51,5°C e a média (T<sub>méd</sub>) 37,3°C em tal superfície. A cor representada no termograma com uma coloração mais avermelhada representa os pontos com maior tempera-

tura e conseqüentemente maior perda de calor através da superfície. A emissividade utilizada para a estimativa da temperatura com a câmera foi igual a 0,66.

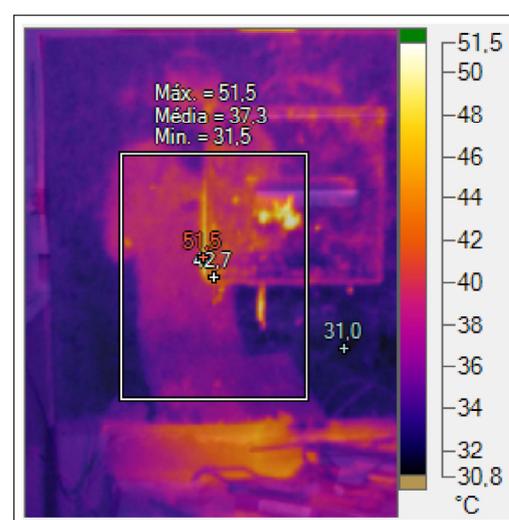
A Figura 30 representa a distribuição da temperatura na superfície externa frontal com o uso do termopar tipo K. As medições das temperaturas dos pontos de referência Figura 30 estão indicadas na Tabela 8. Estas indicações foram úteis para calcular média aritmética da temperatura na superfície frontal com aplicação do termopar. A medição de temperatura com uso do termopar foi necessário para obter um comparativo entre os resultados obtidos através da câmera termográfica e assim reduzir os erros de medição, como também validar as medidas das leituras com a câmera.

Figura 30 – Pontos de referência na frente



Fonte: O Próprio

Figura 31 – Temperatura com a câmera termográfica



Fonte: O Próprio

Tabela 8 – Temperatura com o termopar

# Referência	Temperatura em °C/K (Lf-Li)		
59	37,3	310,3	0
60	38	311	0,7
61	37,4	310,4	0,1
62	37,5	310,5	0,2
63	38	311	0,7
64	37,5	310,5	0,2
65	37,7	310,7	0,4
66	38,2	311,2	0,9
67	38,2	311,2	0,9
68	38,2	311,2	0,9
69	38,4	311,4	1,1
Média	37,85	310,85	0,55
		$37,85 \pm 0,55$	

Fonte: O próprio

A Tabela 8 apresenta as temperaturas obtidas com o termopar. A última coluna, (Lf-Li), representam o erros de medição da medida atual em relação à anterior e no final obtêm-se o erro máximo e o mínimo. A Tabela 14 mostra temperatura média na superfície frontal obtida através da câmera e do termopar. Ao acrescentar os limites superior e inferior na temperatura média dos dois instrumentos,  $37,575 \pm 0,35^{\circ}\text{C}$  verifica-se que ambas as medições encontram-se nos limites. Desse modo, comprava-se que as leituras podem ser realizadas tanto com o uso do termopar quanto com a câmera termográfica.

Tabela 9 – Medições das temperaturas com a câmera e o termopar

Denominação	Superfície frontal ( $T_{md}^{\circ}\text{C}$ )
1. Medição realizada com a câmera	37,30
2. Medição realizada com o termopar	37,85
Média ( $1+2/2$ )	$37,575 \pm 0,3$

Fonte: O próprio

As medidas das temperaturas das outras superfícies foram realizadas somente com a câmera termográfica. Este instrumento oferece praticidade, precisão e rapidez em relação ao termopar, por isso da escolha da câmera para as medições das temperaturas das outras partes externas do forno. Além do mais, a câmera infravermelha apresenta algumas vantagens sobre os termopares como: não ter o contato direto com o ponto de medição e a não perturbação da superfície de medição.

A Figura 32 mostra o detalhe na lateral esquerda da porta e a Figura 33 indica uma temperatura máxima de  $71,2^{\circ}\text{C}$ . O mesmo procedimento foi realizado para a lateral direita da porta Figura 34, atingindo a temperatura máxima de  $82,7^{\circ}\text{C}$  Figura 35.

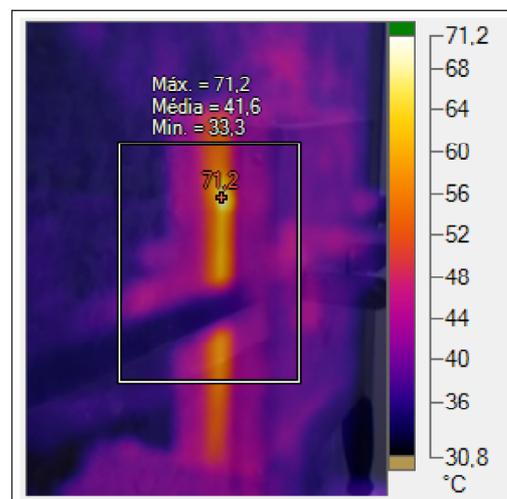
A região frontal, laterais da porta, são pontos de maior fluxo de calor e conseqüentemente maior dispêndio de energia, o que levará um tempo maior para atingir a temperatura interna de  $600^{\circ}\text{C}$  na câmara.

Figura 32 – Lateral esquerda da porta



Fonte: O Próprio

Figura 33 – Temperatura na lateral esquerda da porta



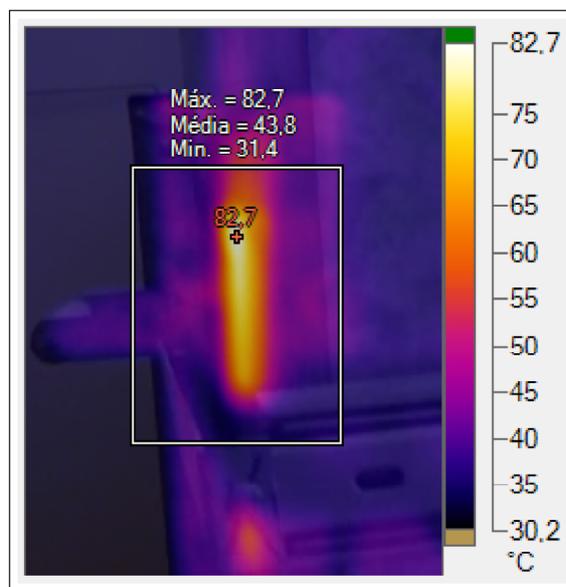
Fonte: O Próprio

Figura 34 – Lateral direita da porta



Fonte: O Próprio

Figura 35 – Temperatura na lateral direita da porta



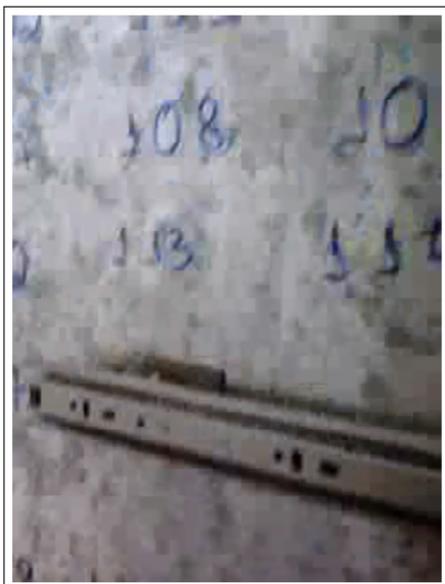
Fonte: O Próprio

Assim, somando a temperatura média na superfície frontal com as médias das laterais da porta obtêm-se uma média na superfície frontal de 40,9°C.

### 7.1.3 Temperatura nas superfícies laterais do forno

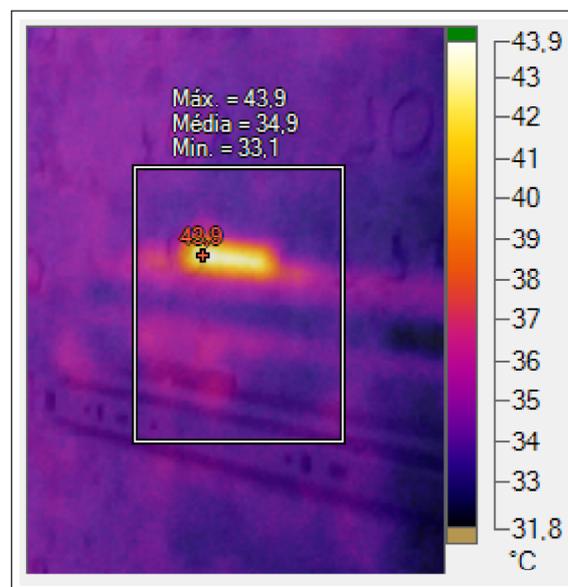
As Figuras 36, 37, 38, 39 mostram as superfícies lateral esquerda e direita com seus respectivos termogramas.

Figura 36 – Superfície lateral esquerda



Fonte: O Próprio

Figura 37 – Termograma superfície lateral direita



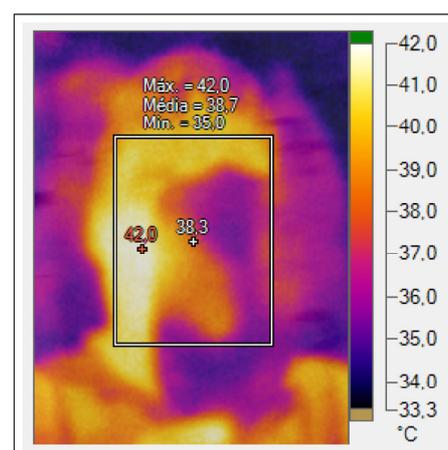
Fonte: O Próprio

Figura 38 – Superfície lateral direita



Fonte: O Próprio

Figura 39 – Termograma superfície lateral direita



Fonte: O Próprio

As temperaturas das superfícies lateral esquerda e direita foram reunidos na Tabela 10, o qual é possível confirmar que a lateral direita apresenta temperatura média maior em comparação à lateral esquerda, obviamente apresenta maior perda de energia para o ambiente.

Tabela 10 – Temperatura Lateral esquerda e direita

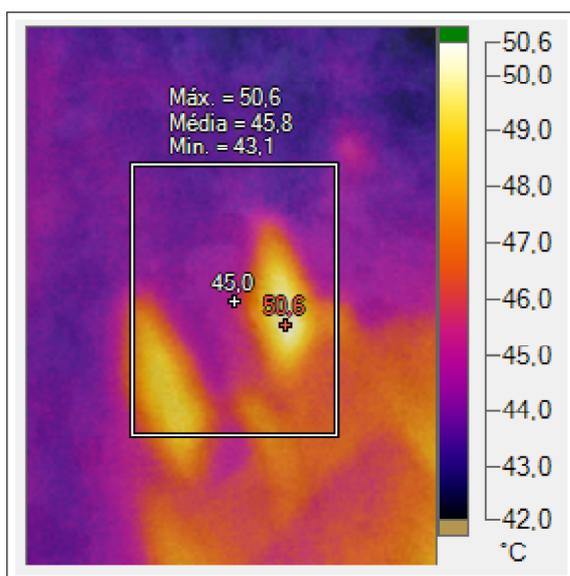
Descrição	T mínima (°C)	T média (°C)	T máxima (°C)
Lateral esquerda	33,3	34,9	43,9
Lateral direita	31,4	38,7	42

Fonte: O próprio

#### 7.1.4 Temperatura superior e inferior

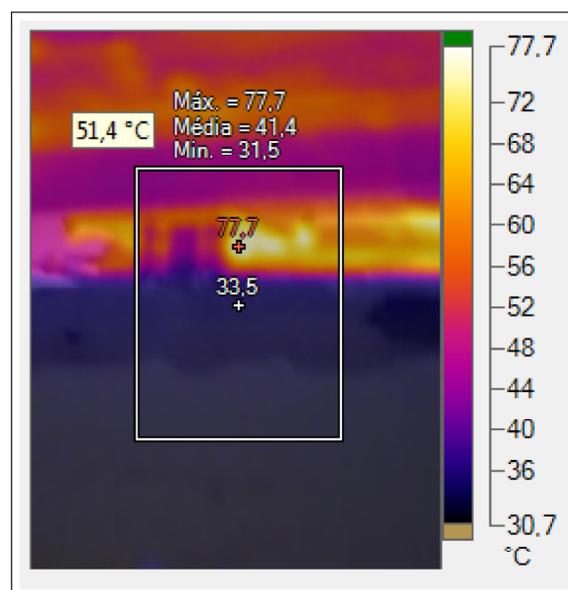
Os gradientes de temperaturas nas superfícies superior e inferior podem ser visualizadas nas figuras (40, 41). Na primeira, a máxima temperatura é de 50,6°C e a média 45,8°C. Na segunda, temperatura máxima é 77,7°C, com uma média de 41,4°C. Observa-se que a temperatura média na superfície superior é maior que na inferior, fato ocorrido pela transmissão de calor do tubo exaustor Figura 42 para a superfície superior, na qual a temperatura máxima encontrada no tubo exaustor é de 140,4°C e a média de 64,9°C. O tubo exaustor por não está envolvido com isolante térmico, contribui efetivamente para que a superfície superior apresente um maior fluxo de calor em relação as outras superfícies.

Figura 40 – Temperatura superior



Fonte: O Próprio

Figura 41 – Temperatura inferior



Fonte: O Próprio



Na Tabela 11 encontra-se os valores relativos para as perdas totais por convecção e radiação em cada superfície metálica do forno a partir das temperaturas medidas. Um dado interessante é que as perdas totais na superfície superior é maior que a soma das perdas pelas superfícies laterais e maior também que as outras superfícies, demonstrando um aquecimento elevado na superfície superior. Como o tubo exaustor Figura 42 não possui isolamento térmico envolta, a superfície superior receberá boa parte da energia radiada pelo tubo de exaustão, por isso a superfície superior apresenta uma maior temperatura em relação às outras superfícies. Além disso, as perdas por radiação são as predominante.

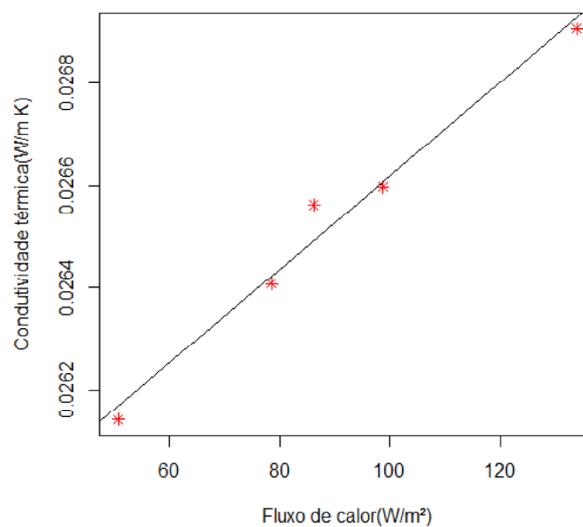
Tabela 11 – Perdas por convecção e radiação na parte externa

Descrição	T (°C / K)	k (W/m K)	h (W/m <sup>2</sup> K)	qconv (W)	qrad(W)	qconv+qrad (W)	qconv+qrad (W/m <sup>2</sup> )
Superfície frontal	40,9 / 313,9	0,026563	2,529	6,981	23,911	30,892	86,255
Superfície lateral esquerda	34,9 / 307,9	0,026143	2,214	2,290	11,357	14,347	50,699
Superfície lateral direita	38,7 / 311,7	0,026409	2,429	4,859	17,141	21,999	78,541
Superfície superior	45,8 / 318,8	0,026906	2,687	10,595	34,997	45,592	133,940
Superfície inferior	41,4 / 314,4	0,026598	2,517	7,603	26,229	33,832	98,772
						146,664	448,209

Fonte: O próprio

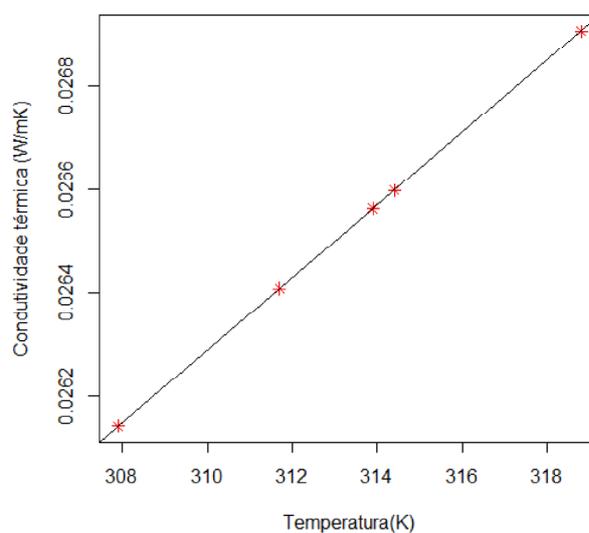
A propriedade denominada condutividade térmica ( $k$ ), determina a influência que o tipo de material tem sobre a intensidade de fluxo através da parede. Materiais bons condutores de calor apresenta valores elevados de  $k$ , já os materiais isolantes tem pequenos valores de  $k$ . Quanto maior maior o valor de  $k$ , maior o fluxo de calor através da parede e, portanto, maior a temperatura da face externa. As Figuras 43 e 44 mostram essa relação da condutividade térmica em função do fluxo de calor e da temperatura. Quanto maior o valor de  $k$  maior o fluxo de calor e a temperatura na parede. Por fim, verifica-se através da Tabela 11 que as perdas térmicas totais pelas superfícies metálicas por convecção e radiação é de 0,147 kW com um fluxo de calor na superfície de 0,448 kW/m<sup>2</sup>.

Figura 43 – Condutividade térmica versus fluxo de calor



Fonte: O Próprio

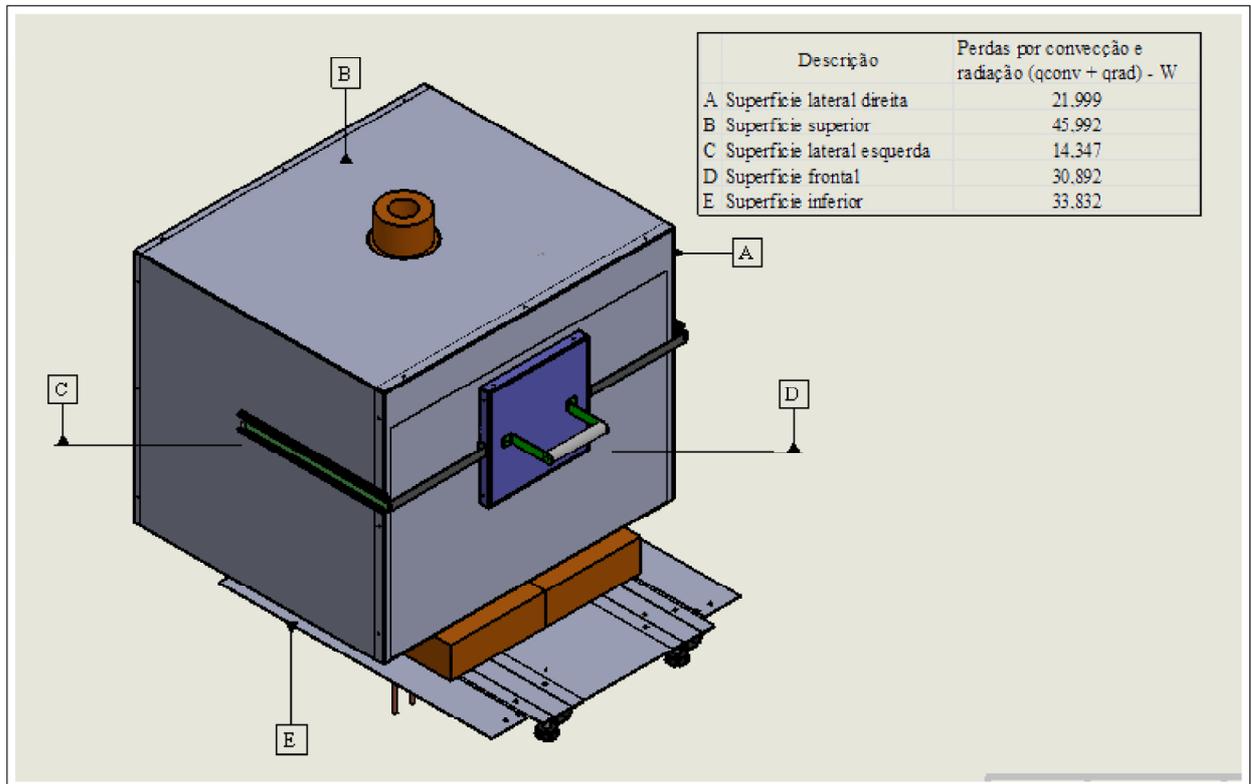
Figura 44 – Condutividade térmica versus temperatura



Fonte: O Próprio

Na Figura 45 tem-se uma melhor visualização das perdas de energia por convecção e radiação nas partes externas do forno.

Figura 45 – Perdas de calor através das superfícies



Fonte: O Próprio

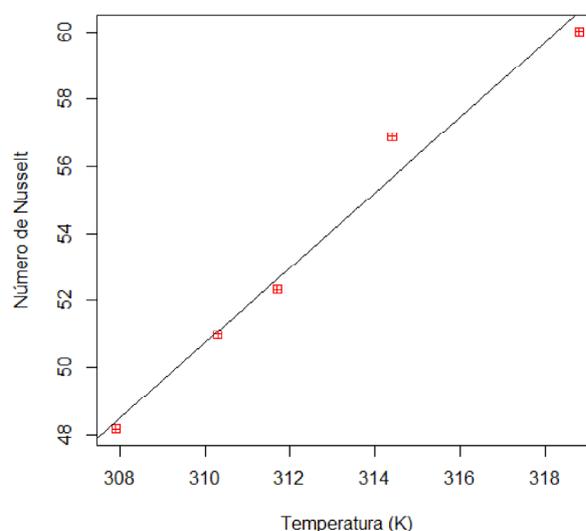
Na Tabela 12 tem-se o valor do Grashof ( $Gr$ ) para cada superfície. De acordo com (KREITH FRANK; BOHN, 2014), se o  $Gr$  for menor que  $10^9$  o escoamento é laminar caso contrário turbulento. Em todas as superfícies o valor do  $Gr$  é menor que  $10^9$ , portanto o escoamento encontra-se no regime laminar. Percebe-se também que o número de Nusselt aumenta com a temperatura Figura 46, o que está de acordo com a sua definição dada no capítulo 5, tópico 5.2.3. O valor  $g\beta/v^2$  pode ser encontrado na Tabela 6 para uma dada temperatura de trabalho.

Tabela 12 – O número de Grashof e o número de Nusselt em cada superfície

Descrição	T (°C / K)	k (W/m K)	h (W/m <sup>2</sup> K)	$g\beta/v^2$	Gr	Nu
Superfície frontal	40,9 / 313,9	0,026311	2,358	$1,057 \times 10^8$	$1,003 \times 10^8$	50,984
Superfície lateral esquerda	34,9 / 307,9	0,026143	2,214	$1,099 \times 10^8$	$7,999 \times 10^7$	48,179
Superfície lateral direita	38,7 / 311,7	0,026409	2,429	$1,033 \times 10^8$	$1,113 \times 10^8$	52,327
Superfície superior	45,8 / 318,8	0,026906	2,687	$9,439 \times 10^7$	$1,926 \times 10^8$	60,017
Superfície inferior	41,4 / 314,4	0,026598	2,517	$9,940 \times 10^7$	$1,554 \times 10^8$	56,878

Fonte: O próprio

Figura 46 – Número de Nusselt versus temperatura



Fonte: O Próprio

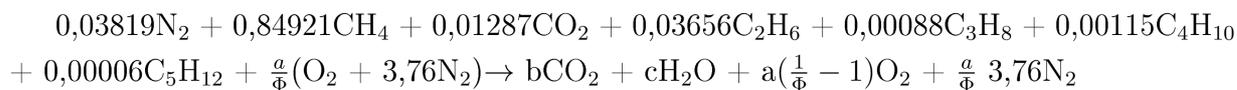
A análise cromatográfica gasosa do GNV realizada por (AGUIAR, 2010) foi utilizada para indicar os coeficientes de cada espécie na composição do gás natural veicular. A Tabela 13 apresenta a análise cromatográfica gasosa do GNV com os percentuais das respectivas espécies. Sendo, portanto utilizada como base de cálculo nesse projeto.

Tabela 13 – Análise cromatográfica do GNV

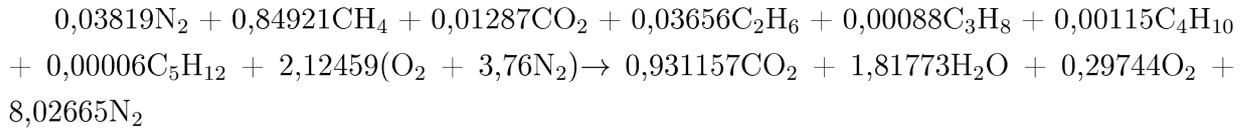
Elemento	Porcentagem %
Nitrogênio [N <sub>2</sub> ]	3,819
Metano [CH <sub>4</sub> ]	84,921
Dióxido de Carbono [CO <sub>2</sub> ]	1,287
Etano [C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> ]	3,656
Propano [C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> ]	0,088
Isobutano [C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ]	0,077
Butano [C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ]	0,038
Isopentano [C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> ]	0,006

Fonte: (AGUIAR, 2010)

Diante da análise cromatográfica Tabela 13, foi possível determinar às espécies químicas encontradas nos reagentes e assim determinar o balanceamento final. A Equação abaixo mostra os elementos presentes na amostra do GNV.



Para os cálculos do balanceamento da equação anterior foi utilizado no forno uma mistura ar-combustível de  $\Phi = 0,86$ . Desse modo, o balanceamento final pode ser visualizado:



O balanceamento do GNV permitiu encontrar as perdas de energia dos gases da exaustão através das entalpias dos produtos. Valores de entalpia para as substâncias à temperatura ambiente são tabelados e o processo de combustão ocorre à pressão constante. Desse modo, as entalpias são funções somente da temperatura e como os reagentes entram no reator a uma temperatura de referência, 298K, e saem a uma temperatura de 353K, é possível encontrar as perdas convectivas dos gases da exaustão através da Equação 22. A Tabela 10 apresenta os valores das entalpias dos elementos encontrado na análise cromatográfica gasosa do GNV.

Tabela 14 – Entalpias dos reagentes e dos produtos

Elemento	MM - kg/kmol	h(298K) kJ/kmol	h(298K) kJ/kg	h(353K) kJ/kg
CH4 (g)	16,04	-74850	-4666,458853	-
C2H6 (g)	30,07	-84680	-2816,095777	-
C3H8 (g)	44,09	-103850	-2355,40939	-
C5H12 (g)	72,15	-146440	-2029,66043	-
C4H10(g)	58,12	-126150	-2170,509291	-
CO2(g)	44,01	-393520	-8941,604181	260,624858
H2O (g)	18,02	-241820	-13419,53385	652,2752497
O2 (g)	32	0	0	321,95
N2 (g)	28,02	0	0	366,4275517

Fonte: O próprio

O  $h(298\text{K})$  contido na Tabela 14 representa as entalpias dos elementos encontrados na temperatura de referência, 298K, e o  $h(353\text{K})$  representam os valores da entalpias dos elementos na saída dos gases da exaustão na temperatura de 353K Equação 22. Assim, o somatório das entalpias dos produtos será dado por:

$$\sum h_P = 0,931157(260,6249) + 1,81773(652,2752) + 0,29744(321,95) + 8,02665(366,4276);$$

$$\sum h_P = 4465,29 \text{ kJ/kg};$$

Da equação dos gases ideais, obteve-se:

$$P\nu = RT \quad (27)$$

E,

$$\nu = \frac{RT}{P} \quad (28)$$

Sendo,

$$R = \frac{\bar{R}}{M} \quad (29)$$

Como os ensaios ocorrem a pressão atmosférica e temperatura ambiente é de 300K, encontra-se que o volume específico para o gás natural é:

$$\nu = \left( \frac{8,314kJ/kmolK \times 300K}{16,424452kg/kmol \times 10^5N/m^2} \right) \quad (30)$$

Adota-se:

$$1kmolGNV = 16,424452 \text{ kg}$$

Assim,

$$\nu = 1,518589m^3/kg. \quad (31)$$

Refazendo os mesmo procedimento para o ar, obteve-se:

$$R = \frac{\bar{R}}{PM} = \frac{8,314kJ/kmolK}{28,84kg/kmol} = 0,288J/gK$$

Desse modo, resulta que o volume específico para o ar é:

$$\nu_{ar} = \frac{0,287kJ/kgK \times 300K}{10^5N/m^2} = 0,865m^3/kg.$$

Da equação da continuidade, tem-se que:

$$\dot{m} = \rho AV \quad (32)$$

De modo que densidade é igual a:

$$\rho = \frac{1}{\nu} \quad (33)$$

E vazão volumétrica,  $\dot{V}$ , é definida:

$$\dot{V} = AV \quad (34)$$

Desse modo,

$$\dot{m} = \frac{V}{\nu} \quad (35)$$

Por fim reuni-se todos os cálculos efetuados na Tabela 15 e com o conhecimentos desses valores os testes foram realizados.

Tabela 15 – Cálculos das vazões ar-combustível

	Ar	Combustível
Volume específico m <sup>3</sup> /kg	0,865	1,518
Área (m <sup>2</sup> )		0,00196
Velocidade (m/s)		0,35
Vazão volumétrica (m <sup>3</sup> /s)	6,293E-04	5,540E-05
Vazão mássica (kg/s)	7,275E-04	3,650E-05
Razão de equivalência $\Phi$		0,86

Fonte: O próprio.

Com os dados da vazão mássica do combustível e dos valores das entalpias dos produtos encontrou-se as perdas de energia pelos gases da exaustão Equação 22,  $\dot{Q}_{conv} = 0,95$  kW.

Em diversas aplicações tecnológicas, qualquer transformação energética conduz a perdas decorrentes do processo ou até mesmo devido os detalhes construtivos dos equipamentos. No caso em foco não poderia ser diferente e o conhecimento das perdas de calor nas paredes do forno e na saída dos gases da exaustão possibilitou uma investigação segura do balanço energético.

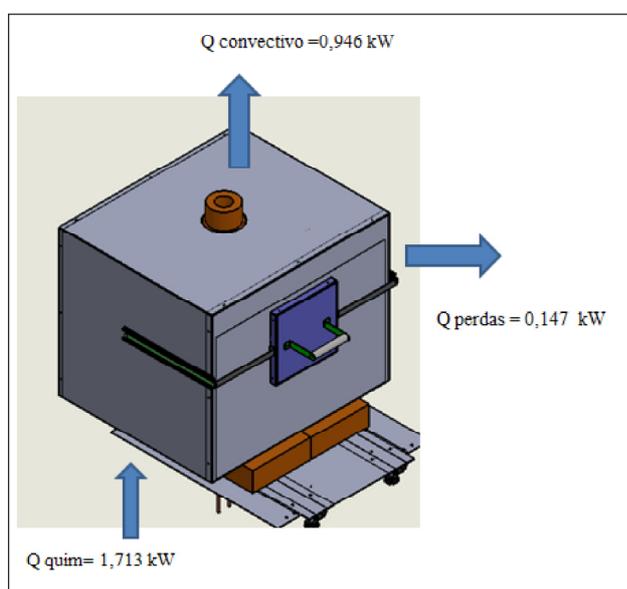
### 7.3 Balanço energético

O balanço de energia em sistema de combustão é importante por considerar toda a energia associada aos fluxos dos combustíveis, da reação química, da transferência de calor do fluido de trabalho e as perdas de energia associadas as paredes e aos gases da exaustão. Na Figura 47 tem-se a representação dos fluxos de energia associado ao forno, este por sua vez recebe uma mistura ar-combustível e libera gases de combustão. Portanto, considera-se o volume de controle um sistema aberto para efeitos dos cálculos termodinâmicos. As perdas pelos gases de combustão,  $\dot{Q}_{conv}$ , foi determinado utilizando a Equação 22 baseado na análise dos

elementos químicos encontrado na amostra do GNV realizado por (AGUIAR, 2010). Tal balanceamento permitiu encontrar as entalpias absolutas para os elementos na temperatura de saída dos gases, 353K. Desse modo, observa-se que na saída dos gases da exaustão ocorre uma perda de energia de 0,95 kW.

Por exemplo, baseado na Figura 47, o balanço térmico de um forno deve considerar: a entrada energética ou  $Q_{quim}$  valor entregue que é equivalente ao produto da vazão mássica pelo PCI do combustível Equação 24 e uma vez queimado o combustível parte do calor disponível será absorvido pelas superfícies de aquecimento, meio poroso (SiC). Essa energia representa de fato a real energia utilizada na câmara ou energia útil para aquecer o vidro. A outra parte será perdida pelas paredes e nos gases de escape Equações 12,15 e 22 respectivamente.

Figura 47 – Balanço de energia do forno



Fonte: O Próprio

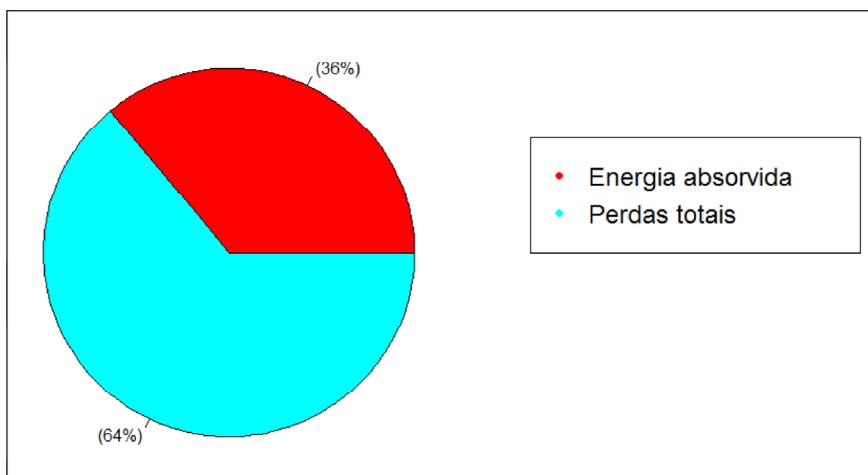
Diante da Tabela 16 é possível perceber que a energia absorvida (energia útil) no forno é de 0,62 kW e que essa taxa representa um rendimento de 36% em relação a energia fornecida (energia de entrada) e que as perdas totais ocorridas representam 64%. A Figura 48 têm-se o percentual da energia absorvida e das perdas totais.

Tabela 16 – Balanço energético

Descrição	Energia (kW)	Porcentagem (%)
1. Energia fornecida	1,71	100
2. Energia absorvida no forno	0,62	36
Perdas (1-2)	1,10	64

Fonte: O Próprio

Figura 48 – Percentual da energia absorvida e perdas totais



Fonte: O Próprio

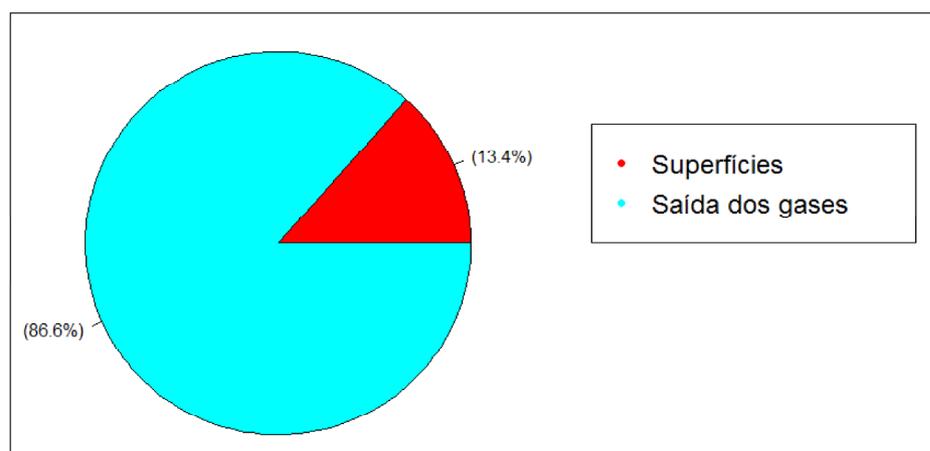
Em outra Tabela 17 analisa-se somente o percentual das perdas e verifica-se que as maiores são ocorridas na exaustão dos gases, 86,6%, do total das perdas e que as perdas pela parede do forno representam 13,4%. A Figura 49 tem-se uma melhor representação das perdas ocorridas durante a realização dos testes.

Tabela 17 – Percentual das perdas

Denominação	Energia (kW)	Porcentagem %
Perdas pelas superfícies	0,147	13,4
Perdas Saída dos gases	0,946	86,6
Perdas Totais	1,10	100

Fonte: O Próprio

Figura 49 – Percentual de perdas



Fonte: O Próprio

O forno desenvolvido apresentou uma taxa de queima de 1,713 kW para uma razão de equivalência  $\phi = 0,86$ . A máxima velocidade de escoamento dos gases ( $V_g$ ) foi de 0,35 m/s. A energia extraída do forno Equação 25,  $\dot{Q}_{extr.}$ , foi igual a 0,62 kW. Desse modo, conclui-se que a taxa de queima, representa o somatório das perdas totais com a energia extraída.

Apesar do forno apresentar uma energia de extração menor que as perdas a temperatura planejada do projeto, 600°C, foi alcançada.

## 8 CONCLUSÃO

Um novo conceito de um forno que empregou à tecnologia “*Combustão de Filtração*” como fonte de calor na queima do combustível, GNV, foi desenvolvido. Assim, conclui-se que o projeto conceitual do forno foi finalizado.

Quanto aos testes para caracterização das perdas térmicas através das superfícies externas metálicas, evidenciou-se que a superfície superior apresentou uma perda maior de energia em comparação com as outras superfícies, fato comprovado pelo tubo exaustor não está envolvido com isolamento térmico, na qual parte da energia radiante do tubo exaustor foi para a superfície superior.

Pode-se destacar que os cálculos das quantidades de calor por convecção e radiação nas superfícies externas representaram uma perda de 13,4% em comparação ao total das perdas, de modo a evidenciar que o isolamento térmico está adequado para este projeto. É válido mencionar que as perdas por radiação nas superfícies externas foram as predominantes.

Baseado na obtenção de dados reais do equipamento em operação como: perdas através das superfícies externas, gases de escape, fluxo do combustível entre outros. De posse desses dados constatou-se que o forno apresentou um rendimento 36% em comparação a energia fornecida e que os gases da combustão apresentaram as maiores perdas, 86,6%, em comparação com as outras perdas. No final dos ensaios comprovou-se que o isolamento térmico utilizado no forno foi bastante eficiente, de modo que as superfícies externas apresentaram as menores perdas de calor, 13,4%, possibilitando uma maior concentração de calor no interior da câmara de aquecimento e atingindo à temperatura planejada, 600°C.

Constatou-se ainda o comportamento da temperatura dos três termopares inseridos dentro da câmara de aquecimento, situados em posições diferentes ao atingirem o regime permanente, 600°C. Ao atingirem tal regime, verificou-se que os gradientes de temperaturas dos termopares estão nos limites de erros aceitáveis. Os resultados das leituras dos termopares mostraram que a distribuição de temperatura dentro da câmara de aquecimento do forno foi aprovada.

É importante frisar que o forno apresentou uma taxa de queima igual a 1,713 kW para uma razão de equivalência  $\phi = 0,86$  abaixo da estequiométrica, com um fluxo de escoamento dos gases,  $V_g = 0,35$  m/s. Este  $V_g$  corresponde ao limite máximo de escoamento de operação, acima desse valor o forno começou a apresentar zonas de turbulências no processo, com prováveis riscos de acidentes. Por fim, considerou-se que os objetivos do trabalho foram atingidos, tanto em relação ao desenvolvimento e construção, quanto na validação da temperatura na câmara de aquecimento. A expectativa no desenvolvimento desse equipamento em escala comercial é a de conseguir melhores resultados de eficiência do que esses obtidos com o protótipo do forno, por conta dos efeitos das elevadas perdas de calor pelos gases da

exaustão.

A partir da experiência obtida durante os ensaios, visualizou-se algumas atividades como sugestões para trabalhos futuros, em continuidade ao trabalho realizado:

- Aumentar a razão de equivalência para aumentar a eficiência do sistema;
- Tentar encontrar um  $V_g$  ótimo para que se consiga reduzir o tempo de aquecimento;
- Colocar termopares na matriz porosa para ter uma melhor visualização do perfil de distribuição de temperatura no meio poroso;
- Automatizar os sistemas de alimentação ar-combustível.

## REFERÊNCIAS

- AGUIAR, I. B. *Aquecedor poroso com sistema de ignição lança-chama aplicado ao gás natural e ao biogás*. [S.l.]: dissertação de mestrado - Mestrado em Engenharia Mecânica, Pós - Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal do Ceará, 2010. 100 p.
- ALDUSHIN, A. New results in the theory of filtration combustion. *Combustion and Flame*, ELSEVIER, n. 94, p. 308–320, 1993.
- BABKIN, V.; KORZHAVIN, A.; BUNEV, V. Propagation of premixed gaseous explosion flames in porous media. *Combustion and Flame*, 1991.
- BABKIN, V.; KORZHAVIN, A.; KLIMENKO, A.; ZUBKOV, V.; GRIGOR'EV, V. Gas combustion in a vessel with a highly porous inert medium. *Plenum Publishing Corporation*, 1985.
- BABKIN, V.; WIERZBA, I.; KARIM, G. The phenomenon of energy concentration in combustion waves and its applications. *Chemical engineering journal*, ELSEVIER, n. 91, p. 279–285, 2003.
- BARCELLOS, W.; SOUZA, L. C.; SAVELIEV, A. V.; KENNEDY, L. A. Ultra-low-emission steam boiler constituted of reciprocal flow porous burner. *Experimental Thermal and Fluid Science*, ELSEVIER, n. 35, p. 570–580, 2011.
- BARRA, A.; DIEPVENS, G.; ELLZEY, J.; HENNEKE, M. Numerical study of the effects of material properties on flame stabilization in a porous burner. *Combustion and Flame*, ELSEVIER, n. 134, p. 369–379, 2003.
- BARRA, A. j.; ELLZEY, J. L. Heat recirculation and heat transfer in porous burners. *Combustion and Flame*, ELSEVIER, n. 137, p. 230–241, 2004.
- CARVALHO, J. A. *Construção de um forno tubular rotativo utilizando lâmpadas halógenas para a síntese de nanopartículas*. [S.l.]: dissertação de mestrado - Mestrado em ciências e engenharia dos materiais, Pós - Graduação em Engenharia dos Materiais - Universidade Federal do Ceará, 2011. 108 p.
- CEARÁ GÁS. 2016. Disponível em: <[http://www.cegas.com.br/index.php?option=com\\_content&view=article&id=70&Itemid=158](http://www.cegas.com.br/index.php?option=com_content&view=article&id=70&Itemid=158)>. Acesso em: 31 de maio de 2016.
- CENGEL, Y. A. *Heat and mass transfer*. [S.l.]: A practical Approach, 2007.
- CONTARIN, F.; SAVELIEV, A. V.; FRIDMAN, A. A.; KENNEDY, L. A. A reciprocal flow filtration combustor with embedded heat exchangers: numerical study. *Heat and Mass Transfer*, ELSEVIER, n. 46, p. 949–961, 2003.
- ECHIGO, R.; YOSHIDA, H.; TADA, S. Experimental study on combustion in porous media with a reciprocating flow system. *Combustion and Flame*, Elsevier science inc., v. 111, 1997.
- ECIL. *Catálogo*. Piedade, Brasil-SP, 2016.

- HANAMURA, K.; KAVIANY, M. Propagation of condensation front in steam injection into dry porous media. *Heat and Mass Transfer*, ELSEVIER, v. 38, n. 8, p. 1377–1386, 1995.
- HARDESTY, D.; WEINBERG, F. Burners producing large excess enthalpies. *Combustion Science and Technology*, v. 8, n. 3, p. 201–214, 1973.
- HERRERA, B.; CACUA, K.; VILLALBA, L. O. Combustion stability and thermal efficiency in a porous media burner for lpg cooking in the food industry using  $Al_2O_3$  particle coming from grinding wastes. *Applied Thermal Engineering*, Applied Thermal Engineering, v. 91, p. 1127–1133, 2015.
- INCROPERA, F. P.; WITT, D. P. *Fundamentos de transferência de calor e de massa*. [S.l.]: Guanabara Koogan, 1992.
- JÚNIOR, R. W. *Estudo da estabilização de chama em queimador poroso radiante não adiabático*. [S.l.]: dissertação de mestrado - Mestrado em Engenharia Mecânica, Pós - Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina, 2008. 118 p.
- KOKUBUN, M.; PEREIRA, F. M.; FACHINI, F. Analytical study of stretched ultra-lean premixed flames within porous inert media. *Proceedings of the combustion institute*, ELSEVIER, n. 34, p. 839–845, 2013.
- KOTANI, Y.; TAKENO, T. An experimental study on stability and combustion characteristics of an excess enthalpy flame. *Proceedings of the Combustion Institute*, v. 16, n. 19, p. 1503–1509, 1982.
- KREITH FRANK, M. R. M.; BOHN, M. S. *Princípios de transferência de calor*. [S.l.]: CENGAGE Learning, 2014.
- MAZZOCHI, G. *Avaliação numérica do efeito da variação de área sobre as características operacionais de queimadores porosos radiantes*. [S.l.]: dissertação de mestrado - Mestrado em Engenharia Mecânica, Pós - Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2014. 77 p.
- MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. 2016. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/web/guest/secretarias/petroleo-gas-natural-e-combustiveis-renovaveis>>. Acesso em: 23 de junho de 2016.
- MITAL, R.; GORE, J.; VISKANTA, R. A study of the structure of submerged reaction zone in porous ceramic radiant burners. *Combustion and Flame*, ELSEVIER, n. 11, p. 175–184, 1997.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. *Princípios de termodinâmica para engenharia*. [S.l.]: John Wiley Sons, Inc., 2002.
- MUTHUKUMAR P.AND SHYAMKUMAR, P. Development of novel porous radiant burners for lpg cooking applications. *Fuel*, The science and technology of Fuel and Energy, v. 112, p. 562–566, 2013.

PANIGRAHY, S.; MISHRA, N. K.; MISHRA, S. C.; MUTHUKUMAR, P. Numerical and experimental analyses of lpg (liquefied petroleum gas) combustion in a domestic cooking stove with a porous radiant burner. *Energy*, Energy, v. 95, p. 404–414, 2016.

PEREIRA, F. M. *Medição de características térmicas e estudo do mecanismo de estabilização de chama em queimadores porosos radiantes*. [S.l.]: dissertação de mestrado - Mestrado em Engenharia Mecânica, Pós - Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

PEREIRA, F. M.; OLIVEIRA, A.; FACHINI, F. Maximum superadiabatic temperatura for stabilized flames within porous inert media. *Combustion and Flame*, ELSEVIER, n. 158, p. 2283–2288, 2011.

PETROBRAS. *Sistemas de Combustão*. Rio de Janeiro, Brasil, 2005.

SOUZA, G. R. d. *Avaliação experimental da transferência de calor em fornalha flamotubular utilizando como combustível o biodiesel e o óleo diesel*. [S.l.]: dissertação de mestrado - Mestrado em engenharia mecânica, Pós - Graduação em Engenharia Mecânica - Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2005. 99 p.

SOUZA, L. C. O. d. *Estudo teórico-experimental de uma caldeira de queimador poroso recíproco aplicada ao biogás*. [S.l.]: dissertação de mestrado - Mestrado em Engenharia Mecânica, Pós - Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal do Ceará, 2009.

TAKENO, T.; SATO, K.; HASE, K. A theoretical study on an excess enthalpy flame. *Eighteenth Symposium (International) on Combustion*, 1981.

URNS, S. R. *Introdução à combustão conceitos e aplicações*. [S.l.]: AMGH Editora Ltda., 2013.

WMO GREENHOUSE GAS BULLETIN. 2015. Disponível em: <[http://www.wmo.int/pages/prog/arep/gaw/ghg/documents/GHG\\_Bulletin\\_No.8\\_en.pdf](http://www.wmo.int/pages/prog/arep/gaw/ghg/documents/GHG_Bulletin_No.8_en.pdf)>. Acesso em: 07 de setembro de 2015.

WU, C.-Y.; CHEN, K.-H.; YANG, S. Y. Experimental study of porous metal burners for domestic stove applications. *Energy*, Energy Conversion and Management, v. 77, p. 380–388, 2014.

ZHDANOK, S.; KENNEDY, L. A.; KOESTER, G. Superadiabatic combustion of methane air mixtures under filtration in a packed bed. *Combustion and Flame*, Elsevier Science Inc, 1995.

ZHENGCHANG, S.; BOQUAN, L. Numerical simulation of excess-enthalpy combustion flame propagation of coal mine in ceramic foam. *Mining Science and Technology*, Elsevier, p. 248–253, 2010.