

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

ANDRÉA TROMBINI NUNES

**AVALIAÇÃO TÉRMICA DE UM FORNO INDUSTRIAL DE
FUSÃO DE VIDROS**

Florianópolis, Setembro de 2013

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Nunes, Andréa Trombini

Avaliação térmica de um forno industrial de fusão de vidros /
Andréa Trombini Nunes ; orientador, Vicente de Paulo Nicolau –
Florianópolis, SC, 2013.

138 p.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós Graduação
em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Ciências térmicas.
3. Fornos industriais de alta temperatura. 4. Eficiência energética. I.
Nicolau, Vicente de Paulo. II. Universidade
Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica. III. Título.

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

**AVALIAÇÃO TÉRMICA DE UM FORNO INDUSTRIAL DE
FUSÃO DE VIDROS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para obtenção de grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANDRÉA TROMBINI NUNES

Florianópolis, Setembro de 2013

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

**AVALIAÇÃO TÉRMICA DE UM FORNO INDUSTRIAL DE
FUSÃO DE VIDROS**

ANDRÉA TROMBINI NUNES

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do
título de**

MESTRE EM ENGENHARIA

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.**

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr. - Orientador

Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng. - Coordenador

BANCA EXAMINADORA

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Jr., Ph.D

Prof. Antonio Pedro Novaes de Oliveira, Dr. Ing.

Prof. Saulo Güths, Dr.

“O segredo é não correr atrás das borboletas... É cuidar do jardim para
que elas venham até você.”

Mario Quintana

Dedico este trabalho às pessoas que mais amo e admiro; meu pai Gilson Nunes, minha mãe Martha Regina Trombini Nunes, e minha irmã Fernanda Trombini Nunes.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela motivação e força em todos os momentos, e por ter colocado pessoas tão importantes e queridas em minha vida.

Ao meu orientador, Prof. Vicente de Paulo Nicolau, pela oportunidade ao longo da graduação e pós-graduação. Aos professores da banca examinadora, pelas sugestões, críticas e contribuição ao trabalho. Aos colegas de laboratório, em especial à Talita Sauter Possamai, Renato Oba, Cirilo Seppi Bresolin, e Sara Dotta, por todo o auxílio e incentivo, além dos cafés e risadas. Ao Edevaldo, o “fofão”, pelos primeiros anos como IC no LabTermo, pelas palavras e apoio ao longo desta caminhada.

À Universidade Federal de Santa Catarina, em especial ao Departamento de Engenharia Mecânica ao longo de minha graduação e pós-graduação. À PETROBRAS, ANP - Prh09 - e SCGás pelo apoio financeiro e incentivo à pesquisa. À Dimurano Cristais, de Blumenau - SC - pelo consentimento das informações possibilitando o desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus pais, que além da vida, deram-me todos os meios para crescer e aprender, não só uma profissão, mas lições muito valiosas como amor, caráter, e respeito. Pai, obrigada por me apresentar à Engenharia Mecânica, deixando-me sonhar e conquistar meu caminho nessa profissão. Mãe, que eu sempre seja tua pequena, espero sempre te dar ao menos parte do carinho e segurança que tens me dado ao longo desta jornada.

A minha irmã, que mesmo longe, ainda estava perto, me incentivando com palavras, e mimos. E nos momentos mais difíceis sempre se fez presente, para dividir as angústias e responsabilidades. Agradeço também por compartilhar meus e teus momentos de alegria, tornando eles ainda melhores e fazendo essa *Goda* se sentir especial e amada.

Ao meu avô, tios e primos, que além de momentos memoráveis nos fins de ano e festas, sempre se mostraram presentes, me apoiando e ajudando. E, em especial a minha avó, que infelizmente não está mais entre nós, mas me ensinou a arte da simpatia e riso fácil...

Aos meus *bff's*, que fazem eu entender o significado do último "f". Julia, obrigada pela amizade e companhia ao longo desses anos de graduação e pós-graduação, tornando as matérias, tardes e fins de semana mais agradáveis e divertidos. Obrigada pelos ouvidos e abraços quando eu mais precisei, e pelas pipocas e panquecas nas horas *lights* que passamos e passaremos! Ana, infelizmente as caronas e pousos são agora menos frequentes, devido à distância, mas nem os estados e regiões diminuíram nossa amizade, e as horas ao telefone colocando o papo em dia, e desabafando, foram e sempre serão uma ótima forma de recarregar as energias! Tisci, obrigada pelas balas e risadas no ônibus de volta para *Xaraguá*. Teus conselhos sempre me fizeram refletir e me incentivaram nos momentos que precisei. Obrigada pelas visitas, saídas e espumantes, e que sempre encontremos uma brecha nas nossas agendas corridas para nossos encontros *bafônicos*! Vital, obrigada pelos cafés em frente ao bloco b, e pelo incentivo nesta reta final do mestrado.

Ao time de basquete feminino da UFSC, que além do esporte, apoiou e alegrou muitas das minhas noites, fins de semana e feriados. Obrigada Dani, Lara, Tati, Rafa, Marina, Clara, e Joana pelas "mãos, braços, e abraços"! Ao meu treinador, Paulo, que teve muita paciência, nas quadras e fora delas, conversando e me aconselhando.

Por último, mas não menos importante, ao Dr. Luís, à Maira, Tio Mário e Tia Marnice, que também fizeram parte desta jornada, cuidando de mim e dos que eu amo, permitindo assim que eu tivesse a calma e segurança para realizar este trabalho.

RESUMO

Este trabalho apresenta um método para a análise térmica de um forno a gás natural, do tipo cadinho, usado na produção artesanal de vidro cristal. Fazendo parte do setor vidreiro, a confecção de artefatos de vidro cristal para decoração possui características particulares, sendo normalmente tratada de forma isolada do restante do segmento. Poucos trabalhos acadêmicos são encontrados sobre o assunto. O vidro cristal possui alto teor de chumbo, atribuindo-lhe propriedades singulares como elevada densidade e índice de refração, baixo ponto de fusão, e facilidade no tratamento mecânico (corte, e polimento). Envolvendo diretamente fenômenos de combustão e de transferência de calor, o problema é simulado a partir dos softwares comerciais EES, e Ansys CFX 14.0. O último usa o método dos volumes finitos, simulando os domínios dos gases resultantes da combustão, da massa de vidro cristal, do cadinho, e paredes do forno. Foram realizadas medições em um forno em operação, com os valores medidos comparados aos resultados da simulação. Na análise experimental se detectou o equipamento trabalhando com elevado excesso de ar - 98% - e perdas significativas de energia por suas superfícies, através da janela de extração, e com a retirada do produto. No que diz respeito à análise em CFD, os campos de temperatura, velocidade e pressão dos gases, trocas radiativas e convectivas no interior do equipamento são apresentados e discutidos, bem como as perdas para o exterior são analisadas. Por impossibilidades de medição, três casos diferentes foram simulados, estudando o comportamento do escoamento sob variadas sucções. Os resultados obtidos foram condizentes com as medições, comprovando a importância do controle deste parâmetro no desempenho do forno. Descrevendo o funcionamento de um forno para produção artesanal de vidro cristal, o método aplicado neste trabalho pode ser empregado na simulação de fornos de alta temperatura com características semelhantes, permitindo a realização de análises variadas com o objetivo de aprimorar o desempenho térmico do processo.

Palavras-chave: análise térmica, forno tipo cadinho, gás natural, combustão, transferência de calor, EES, Ansys CFX 14.0, gases resultantes da combustão, massa de vidro cristal, cadinho, parede do forno, medições em forno em operação, comparação dos resultados.

ABSTRACT

This work presents a thermal analyses methodology for a ladle furnace heated by natural gas, used in the handmade production of lead crystal. Lead crystal decoration pieces have unique characteristics, being part of the glass industry, normally treated apart from the rest of the sector. Few academic works are found. With a high content of lead oxide, lead crystal has particular properties such as high density, refractive index, low melting point, as well as easy mechanical treatment (cutting and polishment). The commercial softwares EES and Ansys CFX 14.0 were employed. The latter simulates combustion and heat transfer phenomena, using the finite volume method, simulating the gaseous domain, the crystal load, the ladle, and the furnace's walls. Experimental measurements were taken in an operating furnace, comparing the values with the simulation results. For the experimental analyses a high content of excess air was found - 98%. Significant amount of energy left the furnace by its surfaces, by the extracting window, and with the load. For the CFD results the temperature field, the gases' velocity and pressure, radiative and convective heat exchange are presented and discussed, the heat loss are also analyzed. Because of lack of data, three different cases were simulated, analyzing the suction influence on the flow behavior. The results were in accordance with the measurements, affirming the necessity of controlling this parameter for the furnace's performance. Although this work describes the operation of a handmade lead crystal furnace, the methodology applied in it can be used for simulating high temperature furnaces with similar characteristics, allowing different analyses, aiming to improve thermal efficiency of the process.

Keywords: thermal analyses, furnace heated by natural gas, EES, Ansys CFX 14.0, combustion, heat transfer phenomena, gaseous domain, crystal load, ladle, furnace's walls, experimental measurements, operating furnace, values compared with the simulation results.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Fotografia de um forno de fusão de vidro cristal, tipo cadinho (a), e um forno de fusão de silicato de sódio (b).....	2
Figura 1.2 - Curvas características da viscosidade de um vidro comum (curva em vermelho), e do vidro cristal (curva em preto), em função da temperatura (Hynes et. al, 1997).	5
Figura 1.3 - Figura mostrando a confecção artesanal de peças de cristal. Retirada do vidro cristal fundido (a), por meio de tubos aquecidos (b), e modelamento da peça (c).....	6
Figura 2.1 - Influência da composição do comburente e razão combustível/comburente na queima do metano (Baukal, 2000).	14
Figura 2.2 - Influência do pré-aquecimento do comburente na temperatura de chama adiabática para a queima do metano (Baukal, 2000).	15
Figura 2.3 - Concentração dos produtos majoritários (a), e minoritários (b), à temperatura de chama adiabática, para a queima do metano com ar pré-aquecido (Baukal, 2000).	16
Figura 2.4 - Influência da razão de equivalência na temperatura de chama adiabática para a queima do metano (Baukal, 2000).	18
Figura 2.5 - Trocador de calor casco e tubo com dois passes no casco e quatro nos tubos (a), e trocador de calor de tubos concêntricos com correntes cruzadas (b). (Incropera e DeWitt, 2003).	21
Figura 2.6 - Diferença média logarítmica para um trocador de correntes paralelas. (Incropera e DeWitt, 2003).	22
Figura 3.1 - Esquema do forno analisado.....	25
Figura 3.2 - Fotografia mostrando o forno analisado, e a respectiva janela de extração.....	26
Figura 3.3 - Fotografia mostrando a cavidade do forno, as aberturas para o queimador e para a exaustão, bem como os calços onde repousa o cadinho.....	27
Figura 3.4 - Fotografia mostrando a tubulação de exaustão dos gases, guilhotina de controle e início do recuperador de calor.	27
Figura 3.5 - Fotografia da extração irregular de vidro cristal para a confecção de peças de diferentes tipos.....	29
Figura 3.6 - Esquema do sistema de controle do forno: 1 - painel de controle do forno; 2 - controle de gás natural; 3 - controle da vazão de ar.....	30
Figura 3.7 - Fotografias com detalhes do recuperador de calor.	31
Figura 3.8 - Fotografia do queimador - parte externa ao forno.	32

Figura 3.9 - Esquema de um queimador pré-misturado, segundo Deshmukh (2005).....	33
Figura 3.10 - Simplificação adotada para a abóboda do forno.....	34
Figura 3.11 - Simplificação adotada para os calços.....	34
Figura 3.12 - Simplificações adotadas para o queimador.	34
Figura 3.13 - Esquema apresentando a fenomenologia do problema....	36
Figura 3.14 - Esquema apresentando o balanço global de energia do conjunto forno-recuperador.....	36
Figura 3.15 - Concentração volumétrica das espécies minoritárias, conforme temperatura dos gases resultantes da combustão, queima estequiométrica do metano com o ar (Baukal, 2000).....	38
Figura 3.16 - Espectro de radiação eletromagnética (Baukal, 2000). ..	41
Figura 4.1 - Esquema dos pontos de medição no forno, recuperador e na chaminé.....	46
Figura 4.2 - Esquema do balanço de energia para o conjunto forno-recuperador a partir dos dados experimentais.....	51
Figura 4.3 - Esquema do balanço experimental de energia para o forno apenas.....	53
Figura 5.1 - Esquema mostrando o cálculo da temperaturas dos gases que deixam o forno via exaustão (parcelas de calor empregadas).	56
Figura 5.2 - Influência do excesso de ar na temperatura de chama adiabática e dos gases na entrada do recuperador.	57
Figura 5.3 - Influência do excesso de ar no pré-aquecimento do ar de combustão.	58
Figura 5.4 - Influência do excesso de ar na efetividade do recuperador e taxa de calor trocada entre os fluidos.....	59
Figura 5.5 - Redução percentual e volumétrica no consumo de gás natural, para uma taxa constante de energia inserida no forno.	60
Figura 5.6 - Esquema mostrando as malhas geradas para o cadinho (a), massa de vidro cristal (b), e calço (c).....	61
Figura 5.7 - Esquema mostrando a malha gerada para a camada interna da parede do forno em refratário (mulita).	62
Figura 5.8 - Separação entre as injeções de ar (exterior) e gás natural (interior).....	62
Figura 5.9 - Esquema da malha gerada para a simulação do escoamento dos gases resultantes da combustão.	63
Figura 5.10 - Esquema da variação da intensidade radiativa	73
Figura 5.11 - Temperaturas em um plano vertical contendo o eixo do forno. Esquema (topo), Caso 1 (-5 Pa, meio), Caso 3 (-15 Pa, base)....	78
Figura 5.12 - Temperatura em um plano vertical contendo o eixo do forno. Esquema (topo), Caso 1 (-5 Pa, meio), Caso 3 (-15 Pa, base)....	79

Figura 5.13 - Temperaturas no plano médio horizontal do queimador. Esquema (topo), Caso 1 (-5 Pa, meio), Caso 3 (-15 Pa, base).....	81
Figura 5.14 - Temperaturas no plano médio horizontal da janela de extração. Esq ..chema (topo), Caso 1 (-5 Pa, meio), Caso 3 (-15 Pa, base).	
Figura 5.15 - Perfis de temperatura a 1,30 m do fundo da cavidade, para os três casos analisados (esquema indicado à direita).	83
Figura 5.16 - Perfis de temperatura, a 1,05 m do fundo da cavidade, para os três casos analisados (linha horizontal passando pela exaustão, ao longo do eixo X, indicada à direita).	84
Figura 5.17 - Perfis de temperatura a 1,05 m do fundo da cavidade, para os três casos analisados (linha horizontal passando pela extração, ao longo do eixo Z, indicada à direita).	85
Figura 5.18 - Perfis de temperatura a 0,84 m do chão da cavidade. Linha horizontal passando pela exaustão (esquema à direita).	86
Figura 5.19 - Perfis de temperatura nos três casos analisados, (diametral direita, esquema à direita), no meio deste e do queimador, a 0,55 m e 0,24 m do chão da cavidade, respectivamente.	87
Figura 5.20 - Perfis de temperatura nos três casos analisados (diametral esquerda, esquema à direita), no meio do forno e do queimador, a 0,55 m e 0,24 m do chão da cavidade, respectivamente.....	87
Figura 5.21 - Perfis de temperatura, ao longo do eixo X, no meio do queimador (esquema à direita), a 0,24 m do chão da cavidade, nos três casos analisados.	88
Figura 5.22 - Linhas de corrente, esquema (à esquerda), e Caso 1 (-5 Pa, à direita).	89
Figura 5.23 - Planificação da superfície lateral externa do cadinho, Caso 1 (-5 Pa, topo), Caso 2 (-10 Pa, meio), e Caso 3 (-15 Pa, base).	90
Figura 5.24 - Planificação da superfície interna do forno - parte traseira. Caso 1(-5 Pa, topo), Caso 2(-10 Pa, meio), e Caso 3 (-15 Pa, base).	91
Figura 5.25 - Fotografia mostrando a abrangência da chama na parede interna do forno.	92
Figura 5.26 - Perfil de temperatura da parede e teto do forno no Caso 3 (-15 Pa), e temperaturas médias obtidas na medições em campo (tabela).	93
Figura 5.27 - Fração molar obtida para os Caso 1 (-5 Pa, topo), Caso 2 (-10 Pa, meio), e Caso 3 (-15 Pa, base), respectivamente. Plano médio horizontal da exaustão.	94

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Composição em massa (%) para o vidro cristal.	4
Tabela 2.1 - Trabalhos de eficiência energética realizados pela Equipe Eficiência Energética- LabCET -EMC - UFSC.	12
Tabela 2.2 - Excesso de ar recomendado para alguns tipos de combustíveis (Bazzo, 1995).	18
Tabela 3.1 - Dimensões do forno analisado.	28
Tabela 3.2 - Propriedades adotadas para o vidro cristal.	35
Tabela 3.3 - Condutividade térmica adotada nas simulações dos domínios sólidos.	39
Tabela 3.4 - Coeficientes de convecção adotados nos cálculos.	40
Tabela 3.5 - Propriedades radiativas empregadas na simulação do interior do forno.	43
Tabela 3.6 - Emissividades adotadas no cálculo das trocas externas do forno.	44
Tabela 4.1 - Temperaturas medidas e valores médios adotados nos cálculos.	47
Tabela 4.2 - Valores obtidos para as vazões de gás natural e ar.	48
Tabela 4.3 - Concentração molar dos reagentes e produtos na operação analisada.	49
Tabela 4.4 - Concentração dos gases da combustão, calculados e medidos.	49
Tabela 4.5 - Resultado do balanço de energia experimental para o conjunto forno-recuperador.	52
Tabela 4.6 - Resultados do balanço experimental de energia para o forno apenas.	54
Tabela 5.1 - Característica das malhas adotadas em cada domínio de simulação.	63
Tabela 5.2 - Informações das regiões refinadas na cavidade.	64
Tabela 5.3 - Valores adotados para as constantes de turbulência na simulação.	69
Tabela 5.4 - Condições de contorno para a injeção de ar e gás natural.	76
Tabela 5.5 - Coeficientes de troca nas superfícies externas do forno.	77
Tabela 5.6 - Pressão manométrica imposta na extração de material e exaustão dos gases.	77
Tabela 5.7 - Balanço de energia com os valores medidos e valores da simulação.	95
Tabela 5.8 - Participação do balanço de energia, valores medidos e da simulação.	95

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de troca [m ²]
A	Constante de proporcionalidade
A_{trans}	Área transversal [m ²]
A_{ar}	Área transversal do orifício de injeção de ar [m ²]
A_s	Área transversal do orifício de injeção de combustível [m ²]
A_{sup}	Área da superfície [m ²]
$(A/F)_{est}$	Razão ar-combustível estequiométrica [kg _{ar} /kg _{comb}]
B	Parâmetro numérico do modelo de combustão EDM
c_d	Coefficiente de descarga
C	Capacidade térmica [W]
$C_{mín}$	Taxa mínima de capacidade térmica [W/K]
C_μ	Constante
C_o	Coefficiente de correção do escoamento
c_p	Calor específico à pressão constante [J/kg.K]
c_s	Velocidade do som no fluido [m/s]
c_v	Calor específico a volume constante [J/kg.K]
$\overline{c_{p,i}}$	Calor específico médio do componente i [J/kg.K]
E_{bv}	Radiação de corpo negro [W/m ²]
e	Excesso de ar
G_v	Radiação incidente [W/m ²]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
$H_{reagente}$	Entalpia do reagente [J]
$H_{produto}$	Entalpia do produto [J]
h	Entalpia [J/kg]
$h_{ar,aq}$	Entalpia do ar pré-aquecido [J/kg]
$h_{ar,ref}$	Entalpia do ar no estado de referência [J/kg]
h_{base}	Altura da chaminé [m]
h_{conv}	Coefficiente de convecção [W/m ² .K]
h_{eq}	Coefficiente de troca equivalente [W/m ² .K]
h_{forno}	Altura do forno [m]
\overline{h}_i	Entalpia específica do componente i [J/kg]

$\overline{h_{f,i}^{\circ}}$	Entalpia de formação do componente i [J/kg]
$h_{gases,1}$	Entalpia dos gases [J/kg]
$h_{gases,ref}$	Entalpia dos gases no estado de referência [J/kg]
h_{rad}	Coeficiente de troca radiativa [W/m.K]
h_{ref}	Entalpia de referência [J/kg]
h_{tot}	Entalpia total [J/kg]
I_b	Intensidade de radiação de corpo negro [W/m ²]
I_v	Intensidade de radiação do meio [W/m ²]
$[i]$	Concentração do componente i
k	Condutividade térmica [W/m.K]
L	Comprimento [m]
l_m	Distância média de penetração [m]
M_s	Número de Mach do combustível na saída do orifício
m_{ar}	Massa de ar [kg]
\dot{m}	Vazão do fluido [kg/s]
\dot{m}_{ar}	Vazão de ar [kg/s]
m_{comb}	Massa de combustível [kg]
MW_{comb}	Massa molar do combustível [kg/kmol]
\dot{m}_{comb}	Vazão de combustível [kg/s]
\dot{m}_{gases}	Vazão de gases [kg/s]
\dot{m}_{GN}	Vazão do gás natural [kg/s]
MW_{ar}	Massa molar do ar [kg/kmol]
N_i	Número de mols do componente i [kmol]
P	Pressão [kPa]
P_{atm}	Pressão atmosférica [kPa]
P_c	Razão da pressão crítica
P_{comb}	Pressão do combustível [kPa]
P_{forno}	Pressão no interior do forno [kPa]
P_k	Termo de criação de turbulência devido ao cisalhamento
Pr_t	Número de Prandlt para escoamento turbulento
PCI_{GN}	Poder calorífico inferior do gás natural [J/m ³]
\dot{Q}_{entra}	Taxa de calor injetada no forno [W]
\dot{Q}_{gases}	Taxa de calor dos gases que deixam o forno [W]
q	Taxa de calor [W]
q_{cond}	Taxa de transferência de calor por condução [W]
q_{conv}	Taxa de transferência de calor por convecção [W]
$q_{máx}$	Taxa máxima de transferência de calor [W]

q_v^R	Fluxo radiativo espectral [W/m ²]
q_{rad}	Taxa de transferência de calor por radiação [W]
\bar{R}	Constante universal dos gases [J/kmol/K]
R_{eq}	Resistência térmica equivalente [m ² .K/W]
R_k	Taxa elementar de progresso
r	Vetor posição
S	Termo fonte [W/m ³]
s	Vetor direção de propagação de radiação
S^φ	Termo fonte [W/m ³]
S^{u_i}	Somatório das forças de campo [N]
\tilde{S}_E	Termo fonte [W/m ³]
$\tilde{S}_{M,i}$	Somatório das forças de campo atuando no componente i [N]
S_i	Taxa de reação química do componente i
Sc_t	Número de Schmidt para escoamento com alta escala turbulenta
T	Temperatura [K]
T^φ	Coefficiente de difusão
Γ_{eff}	Coefficiente de difusão
T_{ad}	Temperatura adiabática de chama [K]
T_{amb}	Temperatura ambiente [K]
T_{base}	Temperatura dos gases na base da chaminé [K]
T_{fluido}	Temperatura do fluido [K]
T_{forno}	Temperatura dos gases no interior do forno [K]
$T_{f,e}$	Temperatura do fluido frio na entrada do trocador de calor [K]
$T_{f,s}$	Temperatura do fluido frio na saída do trocador de calor [K]
$T_{q,e}$	Temperatura do fluido quente na entrada do trocador de calor [K]
$T_{q,s}$	Temperatura do fluido quente na saída do trocador de calor [K]
$T_{reagente}$	Temperatura dos reagentes [K]
T_s	Temperatura do combustível na saída do orifício [K]
T_{sup}	Temperatura da superfície [K]
T_t	Temperatura total do combustível [K]
T_{viz}	Temperatura da vizinhança [K]
t	Tempo [s]

U	Coefficiente global de transferência de calor [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
\bar{U}_i	Velocidade média na direção i [m/s]
u_i	Velocidade na direção i [m/s]
v_{ar}	Velocidade de injeção do ar [m/s]
x_i	Coordenada [m]
Y_i	Fração mássica do componente i
W_i	Massa molecular do componente i [kg/kmol]
α_λ	Coefficiente de absorção [m^{-1}]
α_{gases}	Absortância dos gases
α_{CO_2}	Absortância do dióxido de carbono
α_{H_2O}	Absortância do vapor d'água
η	Eficiência do trocador
$\Delta\alpha$	Fator de correção da absortância
$\Delta P_{chaminé}$	Diferença de pressão entre o forno e base da chaminé [Pa]
ΔP_{forno}	Diferença de pressão no forno [Pa]
ΔT_{lm}	Diferença logarítmica de temperatura
ε	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta [W]
ε	Emissividade
$\tilde{\phi}$	Variável ponderada segundo a Média de Favre
ϕ_{est}	Razão ar-combustível estequiométrica
ϕ	Razão de equivalência
ϕ	Ângulo azimutal [rad]
Φ	Função de fase
φ	Variável genérica
K_λ	Coefficiente de extinção [m^{-1}]
K_{av}	Coefficiente de absorção do meio
K_{sv}	Coefficiente de difusão do meio
k_n	Constante da taxa de reação na reação n
κ_λ	Espessura óptica
κ	Energia turbulenta [m^2/s^2]
k	Coefficiente de expansão adiabático
λ	Condutividade térmica [W/m.K]
μ	Viscosidade dinâmica [Pa.s]
μ_{eff}	Viscosidade efetiva [Pa.s]
μ_t	Viscosidade dinâmica turbulenta [Pa.s]

v_{ki}'	Coefficiente estequiométrico (reagente)
v_{ki}''	Coefficiente estequiométrico (produto)
Ω'	Ângulo sólido [sr]
ρ	Densidade [kg/m ³]
ρ_{ar}	Densidade do ar [kg/m ³]
ρ_s	Densidade do combustível na saída do orifício [kg/m ³]
σ	Constante de Stefan Boltzmann [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$]
$\sigma_{S\lambda}$	Coefficiente de extinção [m^{-1}]
θ	Ângulo polar [rad]
<i>ar</i>	Ar
<i>comb</i>	Combustível
<i>est</i>	Estequiométrico
<i>part.</i>	Participação das perdas de calor
<i>real</i>	processo real
ASTM	Sociedade Americana de Padronização
BEN	Balanço Energético Nacional
BNDÉS	Banco Nacional de Desenvolvimento
CETEV	Centro Técnico de Elaboração do Vidro
CFX	Software Ansys Corp.
DTRM	Discrete Transfer Radiation Model
EDM	Eddy Dissipation Model
FLUENT	Software Ansys Corp.
PDF	Probability Density Function
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations
RNG	Re-Normalisation Group
SCGás	Companhia de gás de Santa Catarina
WGSSM	Weighted Sum of Grey Gas Model

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	FORNOS DE ALTA TEMPERATURA	1
1.2	DEFINIÇÃO DE VIDRO CRISTAL	4
1.3	MOTIVAÇÃO.....	6
1.4	OBJETIVO.....	6
1.5	JUSTIFICATIVA.....	7
1.6	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	7
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	9
2.1	TRABALHOS NUMÉRICOS NA ÁREA DE FORNOS DE FUSÃO.....	9
2.2	TRABALHOS SOBRE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	11
2.3	TEMPERATURA DE CHAMA ADIABÁTICA.....	12
2.4	EXCESSO DE AR E RAZÃO DE EQUIVALÊNCIA	17
2.5	ALIMENTAÇÃO E TIRAGEM DOS GASES.....	19
2.6	TROCADOR DE CALOR DE CORRENTES PARALELAS	21
3	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA E MÉTODO APLICADO	25
3.1	GEOMETRIA DO FORNO	25
3.2	FUNCIONAMENTO DO FORNO	29
3.3	PARTES DO FORNO.....	31
3.3.1	Cadinho e calços.....	31
3.3.2	O recuperador.....	31
3.3.3	O queimador	32
3.4	HIPÓTESES E SIMPLIFICAÇÕES ADOTADAS	33
3.5	FENOMENOLOGIA DO PROBLEMA TÉRMICO	36
3.5.1	Combustão do gás natural e ar.....	37

3.5.2	Condução	39
3.5.3	Convecção e transporte dos gases resultantes da combustão 40	
3.5.4	Radiação.....	41
4	ANÁLISE EXPERIMENTAL.....	45
4.1	MÉTODO EMPREGADO.....	45
4.2	TEMPERATURAS MEDIDAS.....	46
4.3	CÁLCULO DO EXCESSO DE AR.....	47
4.4	ANÁLISE DOS GASES RESULTANTES DA COMBUSTÃO.....	48
4.5	BALANÇO DE ENERGIA DO CONJUNTO FORNO- RECUPERADOR.....	50
4.6	BALANÇO DE ENERGIA DO FORNO.....	53
5	MODELAGEM NUMÉRICA	55
5.1	ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DO CONJUNTO FORNO- RECUPERADOR.....	55
5.2	ANÁLISE NUMÉRICA DO FORNO DE FUSÃO DE VIDRO CRISTAL EM CFD.....	60
5.2.1	Emprego de CFD, malha adotada e Método dos Volumes Finitos	61
5.2.2	Modelo de turbulência e função de parede.....	66
5.2.3	Modelo de combustão	69
5.2.4	Modelo de radiação	72
5.2.5	Critérios de parada e condições de contorno.....	75
5.2.6	Resultados numéricos das simulações com CFX.....	77
5.2.7	Balanço de energia das simulações com CFX e comparação com os valores medidos	95
6	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS.....	97
6.1	ANÁLISE EXPERIMENTAL	97
6.2	ANÁLISE NUMÉRICA	99
6.3	TRABALHOS FUTUROS.....	101

7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	103
---	----------------------------------	-----

1 INTRODUÇÃO

O vidro cristal, tipo de vidro oco, segundo a classificação do Banco Nacional de Desenvolvimento (BNDES, 2007), tem nos artefatos de decoração e na confecção de copos e taças, um de seus grandes mercados, havendo também emprego em áreas da medicina, da fabricação, da eletrônica, dentre outros, em função de suas propriedades térmicas, ópticas, elétricas, e mecânicas. Considerado um material totalmente reciclável, é fabricado em fornos de fusão, empregando principalmente o gás natural como combustível (BNDES, 2007). A fusão dos componentes para confecção artesanal das peças normalmente se dá em fornos à batelada, de pequeno porte (produção diária), do tipo cadinho, ocorrendo o modelamento ainda em temperaturas elevadas.

Os fornos de fusão de vidro cristal são fornos que operam à alta temperatura, caracterizados pela necessidade de elevadas quantidades de energia para a mudança de fase e manutenção da temperatura do material contido em seu interior - de acordo com o BNDES (2007), para a fusão de cada tonelada de vidro são necessárias aproximadamente 1,8 milhão de kcal de energia. Empregando principalmente combustíveis fósseis para a liberação de calor, tais equipamentos respondem por um montante considerável de energia na cadeia produtiva das indústrias da área; podendo chegar a 80% do valor total. Desta forma, justifica-se uma análise térmica aplicada ao processo, buscando uma redução do volume de energia consumido no mesmo.

Visando desenvolver uma ferramenta computacional para redução do consumo de energia de equipamentos térmicos, aborda-se, neste trabalho, o segmento de produção artesanal de vidro cristal na indústria, em fornos de fusão de pequeno porte. Aspectos relevantes dos fornos de alta temperatura, com ênfase nos fornos de fusão são a seguir descritos, juntamente com uma breve descrição do vidro cristal; sua constituição, características e forma de produção artesanal. Ao final deste capítulo, as motivações, objetivos, justificativa do trabalho, e estrutura da dissertação são apresentados.

1.1 FORNOS DE ALTA TEMPERATURA

Chama-se de forno todo o equipamento térmico que empregue calor para realizar alterações físicas e químicas, na carga contida em seu interior (Baukal, 2000). Tendo como objetivo o aquecimento controlado

da carga a temperaturas mais elevadas e com consumo de combustível menor do que se obteriam ao ar livre (Mullinger, 2008), conforme o patamar de temperatura em que trabalha, o forno é chamado de baixa ou alta temperatura, sendo a divisão para esta classificação entre 600 a 1.200 °C, conforme a literatura. O calor entregue ao material se dá através de trocas condutiva, convectiva e radiativa, sendo os dois últimos modos de transferência de calor predominantes, devido à movimentação dos gases contidos no interior do equipamento, bem como às altas temperaturas atingidas no forno, respectivamente.

Operando em temperaturas acima do ponto de fusão da carga, os fornos de fusão empregam, em sua maioria, o método de queima direta - contato entre os gases resultantes da combustão e a carga - trabalham de forma contínua ou em batelada, e apresentam dimensões e geometrias variadas, de acordo com o material a ser fundido, como pode ser visto na Figura 1.1.



Figura 1.1 - Fotografia de um forno de fusão de vidro cristal, tipo cadinho (a), e um forno de fusão de silicato de sódio (b).

Devido às elevadas temperaturas alcançadas, estes fornos utilizam muitas vezes recuperadores ou regeneradores de calor, a fim de aproveitar parte da energia liberada com a exaustão dos gases. Estes equipamentos auxiliam no pré-aquecimento do ar de combustão, reduzindo o consumo de combustível. Em alguns casos também se adota o oxigênio como comburente, em substituição ao ar, com o objetivo de atingir temperaturas mais elevadas, aumentando a produção do forno, sobretudo no caso de fritas cerâmicas. No que diz respeito ao consumo de combustível, a necessidade de elevadas temperaturas e de evitar o contato da carga com fuligem e outros tipos de particulados, incentiva o emprego principalmente do gás natural.

Os fornos são normalmente construídos com tijolos ou cimento refratário na parte interna e com tijolos ou blocos isolantes na parte externa da parede. O primeiro objetivo garantido pelo refratário é a manutenção estrutural da cavidade que opera em temperaturas elevadas. No contato com a chama gerada na combustão, o refratário acaba sofrendo um ataque direto, levando ao desgaste ao longo do tempo de operação. O segundo objetivo do refratário é o de isolamento do forno, reduzindo as perdas por condução para o exterior. A adição de uma camada isolante externa ao refratário vem completar esta função da parede em reduzir as perdas. Entretanto, nesse nível de temperatura, nem sempre é possível aplicar muito isolante, pois acaba por elevar demais a temperatura interna do refratário, reduzindo a sua vida útil e acarretando a programação de paradas no forno para a sua manutenção. Os refratários normalmente tem como base a alumina (Al_2O_3), podendo ter compostos especiais como mulita ($3Al_2O_3 \cdot 2SiO_2$). Os isolantes também podem ser à base de alumina, mas com propriedades alteradas devido à adição de poros ou vãos, reduzindo sua condutividade térmica, densidade e calor específico (Deshmukh, 2005).

Trabalhando em temperaturas na faixa de 1.300 °C, com a fusão dos componentes inseridos em seu interior para formação do vidro cristal, os fornos de produção de vidro cristal são enquadrados na categoria de fornos de fusão, tendo a radiação como principal forma de troca de calor entre os gases (meio semitransparente), e a carga, e entre as superfícies internas e a carga. A fim de entender melhor o processo são dados a seguir maiores detalhes sobre o vidro cristal e sua produção artesanal.

1.2 DEFINIÇÃO DE VIDRO CRISTAL

Tipo de vidro, o vidro cristal apresenta como principal constituinte a sílica (SiO_2), distinguindo-se das demais categorias pelo elevado teor de óxido de chumbo (PbO), com mínimo de 24% em massa, sendo, muitas vezes chamado de vidro ao chumbo ou plúmbico. Sua inserção na matéria se dá normalmente sob a forma de mímio (Pb_3O_4), algumas vezes como carbonato básico [$2\text{PbCO}_3 \cdot \text{Pb}(\text{OH})_2$], e raramente como litárgio (PbO) - Navarro, 1991.

Devido ao caráter tóxico do chumbo, hoje em dia, muitos artefatos de vidro cristal apresentam em sua composição óxido de bário, potássio e zinco no lugar do óxido de chumbo, preservando o elevado índice de refração, porém sendo mais leves e com menos poder de dispersão. Neste caso os objetos são chamadas de vidros cristais, enquanto vidros com teor de pelo menos 24% em massa de óxido de chumbo são classificados como vidro ao chumbo (Wikipedia).

A adição do chumbo enobrece a qualidade do vidro, conferindo algumas propriedades importantes e singulares ao mesmo, como elevada densidade e índice de refração, e baixo ponto de fusão, quando comparado aos demais vidros.

Ainda, segundo Navarro (1991), os vidros cristal devem ser fundidos em atmosfera fortemente oxidante, para evitar e redução do óxido de chumbo a metal elementar.

Formado em menores concentrações por outros componentes inorgânicos é comum se encontrar proporções diferentes de acordo com a empresa, a fim de se obter a característica desejada, sendo muitas vezes o ajuste feito de forma empírica, como pode ser visto na Tabela 1.1, a qual apresenta algumas composições comuns, em massa, para o vidro cristal.

Tabela 1.1 - Composição em massa (%) para o vidro cristal.

	SiO_2	Na_2O	K_2O	CaO	MgO	PbO
Saint Gobain,	56	4	12	2	2	24
Maia,	60	3	8	-	-	29

*Fonte: Centro Técnico de Elaboração do Vidro - CETEV, 2000.

Conforme a Figura 1.2, a viscosidade do vidro cristal em função da temperatura apresenta uma curva mais suave que os demais vidros, ampliando sua faixa de trabalho, o que possibilita maior tempo de manuseio durante a confecção das peças, permitindo assim trabalhos mais delicados e minuciosos. Caracterizado por seu brilho, transparência, ausência de poros, e sonoridade, pode-se ainda destacar como propriedades relevantes do vidro cristal sua maciez - facilitando o corte e polimento - baixa condutividade térmica e eletrônica, além de baixa tensão superficial, o que ajuda em seu manuseio (Hynes et. al, 1997).

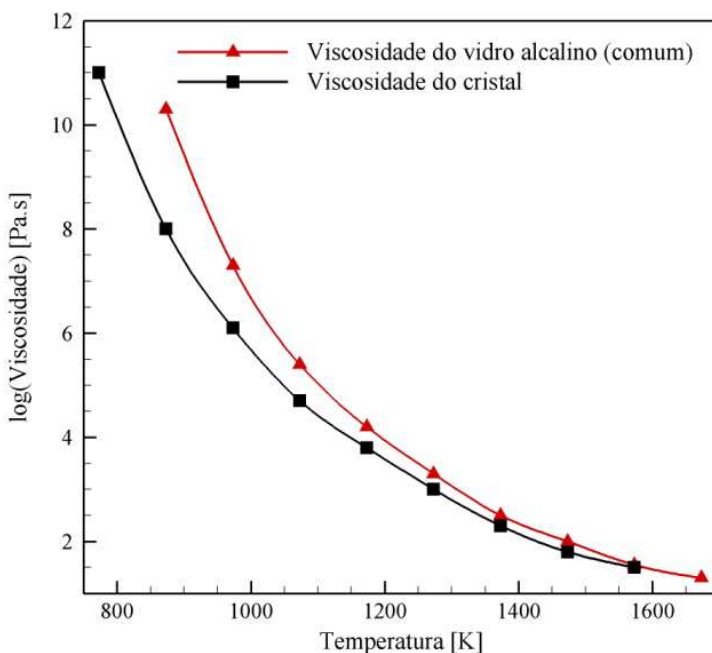


Figura 1.2 - Curvas características da viscosidade de um vidro comum (curva em vermelho), e do vidro cristal (curva em preto), em função da temperatura (Hynes et. al, 1997).

Fabricado há séculos para fins decorativos, igualmente como taças e copos, a confecção artesanal se dá a partir de fornos de cadinho, onde a mistura é aquecida e fundida a temperaturas próximas a 1.300 °C, sendo o material retirado do forno por meio de tubos aquecidos, e modelado via sopro e/ou manuseio pelo artesão, conforme a Figura 1.3.



Figura 1.3 - Figura mostrando a confecção artesanal de peças de cristal. Retirada do vidro cristal fundido (a), por meio de tubos aquecidos (b), e modelamento da peça (c).

1.3 MOTIVAÇÃO

As análises experimental e numérica aplicadas a fornos industriais são ferramentas cruciais para o entendimento dos processos em questão, também para o desenvolvimento de melhorias dos pontos de vista produtivo e econômico. Por se constituírem nos elementos de maior consumo de energia da empresa, o estudo e a otimização dos fornos oferece à indústria a possibilidade de tornar seu processo mais eficiente, bem como de reduzir seus gastos.

Já do ponto de vista acadêmico, passa-se a ter maiores informações sobre o equipamento em si e sobre o processo, permitindo que a análise efetuada seja mais completa e mais coerente. Também é vantajosa a análise de um processo industrial, que apresenta as inerentes dificuldades de abordagem, pois está em pleno funcionamento e, no entanto, necessita ser monitorado e simulado.

Particularmente, a simulação numérica possibilita o estudo de diversas alternativas de montagem e de regulação do forno, o que pode ser feito com rapidez e facilidade, sem necessidade de se efetuarem testes diretamente no equipamento em operação.

1.4 OBJETIVO

Desenvolver um método para análise térmica de um forno industrial de fusão de pequeno porte, empregando gás natural e ar na combustão. Estudar sua eficiência energética, a partir de dados experimentais realizar o balanço de energia do equipamento, identificar seus pontos críticos e propor melhorias, bem como desenvolver uma simulação numérica em CFD.

A fim de se obter modelos que reproduzam de forma confiável a realidade, a aquisição de dados em campo se torna fundamental, permitindo também um maior contato e intercâmbio entre indústria e universidade, embora nem sempre se tenha acesso a todos os dados desejáveis, pelas próprias restrições do processo.

1.5 JUSTIFICATIVA

Importando-se cada vez mais com a poluição do ambiente, e com a redução do desperdício de energia, as empresas vem buscando alternativas viáveis para melhorar seus processos. Assim, o estudo e otimização dos fornos se mostra uma importante ferramenta, a partir da identificação das partes críticas do equipamento, tanto do ponto de vista térmico, como do ponto de vista econômico. Ainda, o emprego do gás natural como combustível apresenta vantagens bastante interessantes, como elevado poder calorífico, distribuição mais uniforme da energia, e reduzida emissão de poluentes quando comparado aos demais combustíveis fósseis. No que diz respeito ao emprego da simulação numérica na análise térmica dos fornos, pode-se citar sua rapidez e facilidade para implementar modificações, possibilitando o estudo de diversas alternativas sem acarretar prejuízos para o processo.

1.6 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação é composta por uma breve revisão bibliográfica de trabalhos anteriores na área de simulação numérica sobre fornos de fusão, e eficiência térmica, bem como alguns conceitos importantes utilizados ao longo do trabalho, como temperatura de chama adiabática, excesso de ar, configuração de trocadores de calor, e alguns detalhes sobre queimadores.

Após sucinta revisão, a descrição do forno analisado, assim como do processo é feita no Capítulo 3, além das hipóteses e simplificações adotadas. Já o Capítulo 4 aborda a análise experimental realizada no equipamento, a partir de medições em campo. O balanço de energia, e a análise dos gases são apresentados neste capítulo.

Os dados experimentais são empregados para validar o código numérico. No Capítulo 5 são apresentados os modelos matemáticos usados, hipóteses e simplificações, além das condições de contorno e parada, finalizando o capítulo com alguns dos resultados obtidos, e comparação com os dados experimentais.

A dissertação é finalizada com as conclusões obtidas, tanto para a análise experimental, como para as simulações realizadas, sugerindo-se alguns trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TRABALHOS NUMÉRICOS NA ÁREA DE FORNOS DE FUSÃO

Os avanços computacionais no processamento e armazenamento de dados, bem como no desenvolvimento de códigos numéricos que descrevam de forma mais condizente os fenômenos que regem os processos nos fornos, tem incentivado e possibilitado o emprego da simulação numérica para prever o comportamento destes equipamentos.

Diversos trabalhos sobre fornos de grande porte de fusão de vidro são encontrados na literatura, em sua maioria contemplando detalhadamente a câmara de combustão, ou as demais partes do forno - o banho e a pilha (*batch blanket*) - sendo posteriormente estas zonas acopladas para obtenção do campo de temperatura do equipamento. Estudos numéricos também são encontrados na área de vitrificação, utilizando fornos de menor porte, com aquecimento via indução. Em ambos os casos, no entanto, apenas alguns trabalhos tem seus códigos validados a partir de dados experimentais, devido à dificuldade de medição dos equipamentos em operação. Estudos na área de fusão do alumínio são também encontrados, assemelhando-se aos fornos de cadinho para produção artesanal de vidro cristal em tamanho, e muitas vezes em geometria. Esses fornos podem empregar gás natural ou óleo como combustível, enquanto no setor vidreiro, o uso do gás natural é majoritário. Alguns fornos também operam com eletricidade, de maior custo, mas com redução de emissões e sem a necessidade da circulação de gases resultantes da combustão.

Abbassi et. al (2007) utiliza os softwares comerciais Gambit e Fluent para a geração da malha e resolução das equações, respectivamente, na simulação 3D do interior de um forno de fusão de vidro com produção diária de 200 toneladas. Operando com 20% de excesso de ar, gás natural como combustível a 27 °C e ar pré-aquecido por recuperadores de calor a 1.100 °C, dados experimentais foram comparados com os resultados numéricos a fim de validar os modelos utilizados. Simulando separadamente a câmara de combustão, adotou uma mistura de gases ideais para o cálculo das propriedades físicas do escoamento, juntamente com os modelos k-ε e função de parede modificados para a turbulência. O modelo Eddy Break-Up foi empregado para a combustão, enquanto o modelo de Ordenadas

Discretas foi usado para a radiação. Com propriedades físicas dependentes da temperatura, a simulação do banho e da pilha de vidro foi acoplada à câmara de combustão, a partir de processo iterativo, tendo como ligação os fluxos de calor obtidos em ambos os casos. Visando um código que acople de forma rápida ambas as simulações, o modelo apresenta resultados numéricos menos precisos que outros trabalhos na área, porém ainda condizentes com as medições, podendo ser empregado para melhoria da eficiência térmica dos fornos.

Nas últimas décadas, fornos de menor porte para produção de vidro vêm sendo estudados e empregados no condicionamento de lixo radioativo como alternativa de descarte. A modelagem numérica dos fornos de cadinho, contendo a mistura de vidro fundido e lixo tóxico, aquecida via indução lateral e resfriada nas superfícies em contato com a panela é apresentada em alguns artigos. A vitrificação destas superfícies é de crucial importância para o processo, prevenindo a corrosão, e consequente contaminação do banho e desgaste das superfícies. Jacoutot et. al (2007) emprega também os softwares Gambit e Fluent para modelar a parte térmica deste problema, e o software Ophelie para estudar os aspectos eletromagnéticos do mesmo. Acoplando os códigos via Efeito Joule e condutividade eletromagnética foi possível a previsão do campo de temperatura e velocidade no banho de vidro, aquecido por uma corrente senoidal em sua lateral, e resfriado na base e lateralmente pelo escoamento de água. Um modelo 3D é empregado para a obtenção dos resultados térmicos no banho. As hipóteses de Boussinesq e de fluido newtoniano são adotadas, assim como a consideração de meio não transparente para o banho, que é aquecido internamente por condução térmica. Testes para os valores dos coeficientes de troca de calor na lateral e na base do cadinho foram realizados a fim de se obter resultados condizentes com as trocas obtidas em virtude do resfriamento e da vitrificação. A superfície livre do banho, que também troca calor foi modelada segundo trocas convectivas e radiativas, sendo a validação dos modelos feita a partir da comparação dos resultados numéricos com medições em uma planta piloto.

O comportamento do interior de um forno de cadinho para fusão de alumínio foi estudado por Cadavid et. al (2009), a partir de uma simulação 3D com os softwares comerciais Gambit V2 e Fluent V6.2. Composto por dois queimadores auto-regenerativos, o equipamento opera na Colômbia, queimando gás natural e ar na fusão de 200 kg/h de alumínio. Empregando dados experimentais, o código numérico foi validado, comparando dois modelos diferentes de combustão: PDF e Finite Rate/EDM, obtendo com o segundo modelo resultados mais

condizentes, porém ainda inferiores aos experimentais. Considerou-se uma reação de combustão em dois passos, com seis espécies químicas, e cálculo de particulados no pós-processamento. Para turbulência foram empregados os modelos κ - ϵ RNG e RANS, enquanto o método das ordenadas discretas e o modelo de gases cinzas ponderado (WGSSM), foram adotados para a radiação. Embora os queimadores operassem de forma intermitente entre queima e aquecimento do ar de combustão, por simplificação, apenas um queimador foi simulado em regime permanente, admitindo uma temperatura prescrita para o comburente de 600 °C. Ainda, simulando apenas o domínio fluido do forno, a superfície externa do cadinho foi considerada como estando à temperatura de fusão do alumínio - 750 °C - enquanto a troca de calor entre o cadinho e o meio foi simulada a partir de um coeficiente de troca prescrito em 10 W/m²K. Como esperado, as maiores temperaturas foram obtidas na parte inferior do forno, próximo ao queimador, sendo a troca radiativa predominante em função das elevadas temperaturas alcançadas.

Simulando um forno de produção de fritas, Possamai et al. (2012) empregou o software comercial ANSYS CFX 11.0 na resolução do domínio fluido. Empregando o modelo Eddy Dissipation (EDM), com reação de passo único para a combustão, κ - ϵ para a turbulência e P1 para a radiação, com um modelo empírico, proposto por Siegel e Howell (1997), para a obtenção das propriedades radiativas. Também desenvolveu um código em FORTRAN para a simulação das trocas térmicas nas paredes do forno, com obtenção dos campos de temperatura e taxas de troca de calor. O equipamento operava com gás natural e oxigênio e dados experimentais foram utilizados para validação do trabalho. Os resultados numéricos obtidos foram condizentes com as medições, superestimando em 6% as perdas pelas paredes e em 2% a energia consumida para a produção das fritas, enquanto as perdas pelos gases resultantes da combustão foram subestimadas em 8%. Como esperado, as trocas radiativas internas foram dominantes, em função das altas temperaturas em que o forno operava.

2.2 TRABALHOS SOBRE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Embora os fornos se diferenciem de acordo com seus produtos, a análise térmica dos mesmos sempre se faz interessante, colaborando para diminuir o desperdício de energia, bem como reduzir os gastos a partir da otimização destes equipamentos. De posse de dados

experimentais dos fornos em operação é possível efetuar um balanço energético dos mesmos, identificando os pontos de entrada e saída de energia, e quantificando suas participações no montante total de energia.

Com o intuito de estudar e reduzir o consumo de energia de fornos industriais operando com gás natural ou biomassa, alguns trabalhos já foram desenvolvidos pela equipe de Eficiência Energética do LabCET - EMC - UFSC - em fornos a rolo, túnel e de fritas. Embora os fornos apresentem características próprias, como curva de queima, geometria, funcionamento, consumo térmico médio (kJ/kg de produto), dentre outros, a partir do balanço de energia pode se identificar aspectos semelhantes, como elevadas saídas de energia via chaminé, e superfícies, conforme a Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Trabalhos de eficiência energética realizados pela Equipe Eficiência Energética- LabCET -EMC - UFSC.

Trabalho	Forno	Chaminé (%)	Produtos (%)	Reações químicas (%)	Paredes (%)
Jahn (2007)	Rolo	73	5	10	7,0
Possamai (2010)	Fritas	32,9	40,8	-	29,9
Oba (2011)	Túnel	62,0	14,0	-	35,0

Percebem-se os elevados valores de calor encontrados nas chaminés dos fornos, calor este que pode ser reaproveitado no pré-aquecimento do ar de combustão, e/ou em secadores e demais processos secundários das empresas, não podendo sempre ser considerados propriamente uma perda. Já, as trocas de calor com o ambiente via convecção e radiação através das paredes e teto são perdas dos processos, podendo ser reduzidas a partir de um bom isolamento. Outra perda inerente se constitui na saída de calor com o produto, a qual, muitas vezes é considerável, de acordo com a temperatura em que a retirada do material ocorre, como poder ser visto em Possamai (2010).

2.3 TEMPERATURA DE CHAMA ADIABÁTICA

A temperatura de chama adiabática serve de parâmetro para avaliar o funcionamento de equipamentos térmicos (Baukal, 2000).

Neste processo idealizado de combustão, não há perdas de calor durante a reação química, conforme a equação (2.1):

$$\sum_{reagentes} N_i h_{f,i}^{\circ} = \sum_{produtos} N_i [\overline{h_{f,i}^{\circ}} + \overline{c_{p,i}}(T_{ad} - T_{reagentes})] \quad (2.1)$$

$T_{reagentes}$ é a temperatura dos reagentes, enquanto T_{ad} a temperatura de chama adiabática. N corresponde ao número de moles do componente i , enquanto $\overline{c_p}$ é o seu calor específico, e $\overline{h_{f,i}^{\circ}}$ é a entalpia de formação do componente i , sendo calculada à 298 K e 1 atm. Os valores para diferentes componentes são encontrados nas tabelas JANAF (Turns, 2000).

Algumas simplificações, como ausência de dissociações e calor específico constante são admitidas, obtendo, por consequência, resultados superestimados. Estes são resultados a serem usados como primeira estimativa, conforme sugere Turns (2000), na ausência de programas computacionais mais sofisticados. Calculada a temperatura de chama adiabática e aferida a temperatura real no interior do forno, pode-se analisar o desempenho térmico do equipamento, uma vez que, patamares muito abaixo do teórico sugerem perdas excessivas de calor com os gases resultantes da combustão, pelas superfícies do forno, com as reações químicas no material, além de queima não completa do combustível. Com relação a estes dois últimos aspectos, uma análise mais profunda pode ser obtida a partir da análise dos gases.

Como pode ser visto na equação (2.1), a temperatura de chama adiabática varia de acordo com a composição dos reagentes e produtos, bem como com a temperatura da mistura combustível-comburente. A importância da composição do comburente pode ser observada na Figura 2.1, assim como a necessidade de se trabalhar próximo à estequiometria - onde todo o combustível injetado é consumido, liberando a maior quantidade de energia possível para a configuração - a fim de se obter as maiores temperaturas. Percebe-se como a introdução de nitrogênio no comburente afeta a temperatura da chama, reduzindo o valor da mesma, em função do aumento do calor sensível com o aumento de massa.

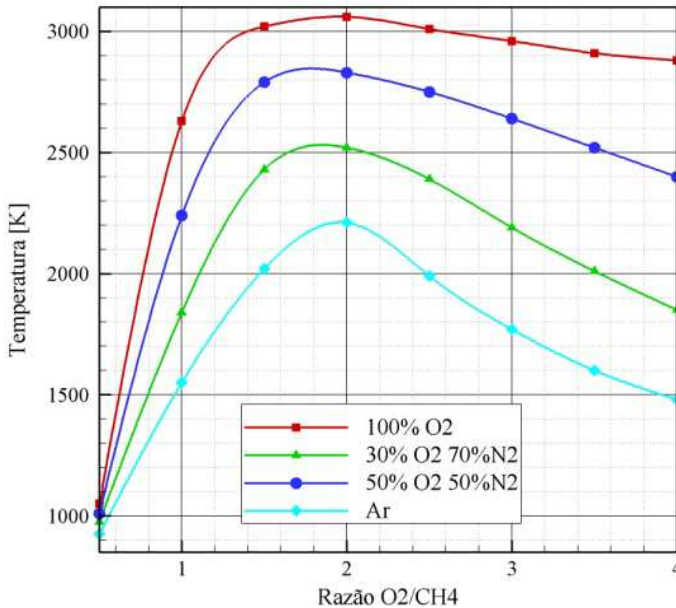


Figura 2.1 - Influência da composição do comburente e razão combustível/comburente na queima do metano (Baukal, 2000).

Na Figura 2.1 também é possível perceber a influência da razão combustível-comburente para a obtenção das maiores temperaturas. A queima dita rica em combustível é desfavorável, pois nem toda energia contida no combustível é liberada, por falta de comburente para oxidação. Por outro lado, a queima pobre em combustível também não é vantajosa, uma vez que parte da energia liberada pelo processo deve ser usada para aquecimento do excedente de ar ou de oxigênio, conforme o caso. Assim, o trabalho próximo à estequiometria é recomendado para a obtenção das maiores temperaturas possíveis no processo.

A queima de combustíveis com oxigênio puro pode ser indesejável muitas vezes, devido às elevadas temperaturas alcançadas, e ao custo elevado do processo. Deste modo, o emprego de ar pré-aquecido se torna uma alternativa importante, como apresenta a Figura 2.2 para a queima estequiométrica do gás metano (Baukal, 2000).

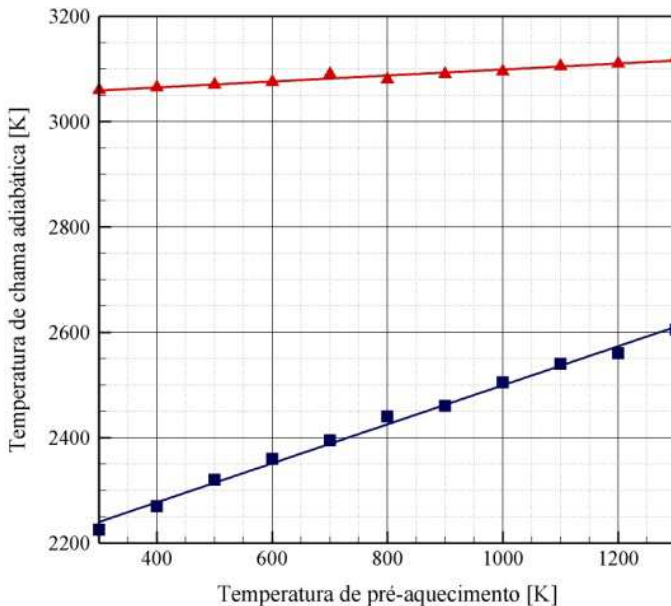


Figura 2.2 - Influência do pré-aquecimento do comburente na temperatura de chama adiabática para a queima do metano (Baukal, 2000).

Deve-se, no entanto ter em mente que, o pré-aquecimento do ar de combustão influencia também na composição dos produtos da reação (Baukal, 2000), conforme mostra a Figura 2.3, também para a queima de metano. As concentrações encontradas estão associadas à temperatura de chama adiabática para o pré-aquecimento de ar correspondente. Pode-se assim perceber que a elevação da temperatura dos gases resultantes da combustão acarreta no aumento das dissociações químicas. Atenção especial deve ser dada à formação dos óxidos de nitrogênio (NO_x), devido ao seu efeito nocivo à atmosfera e aos equipamentos - ao reagirem com a água, formam ácido nítrico (Deshmukh, 2005). Ainda, o monóxido de carbono (CO), também é indesejável, em função do seu caráter tóxico.

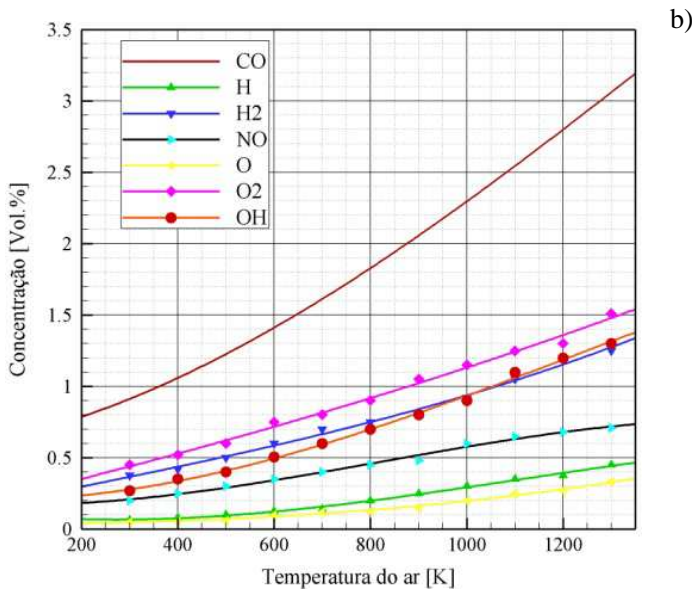
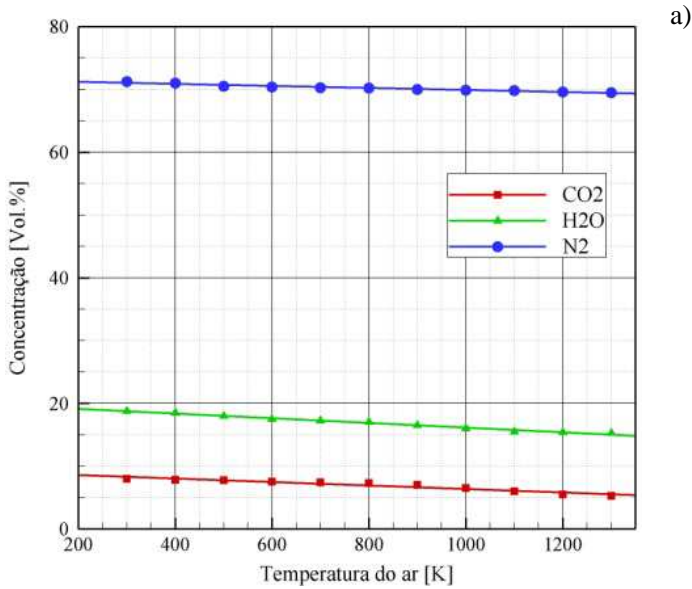


Figura 2.3 - Concentração dos produtos majoritários (a), e minoritários (b), à temperatura de chama adiabática, para a queima do metano com ar pré-aquecido (Baukal, 2000).

2.4 EXCESSO DE AR E RAZÃO DE EQUIVALÊNCIA

Segundo Deshmukh (2005), a necessidade de misturar de forma correta combustível e comburente para a combustão completa, torna adequado o trabalho com excesso de ar, a fim de garantir que qualquer limitação mecânica do processo seja corrigida. No entanto, o valor de ar em excesso a ser adicionado ao forno não deve superar determinados níveis, que variam de acordo com o tipo de combustível, garantindo assim que a redução da temperatura no equipamento não seja significativa, bem como para evitar elevadas perdas de calor através dos gases resultantes da combustão via exaustão, na forma de calor sensível.

A equação (2.2) define o excesso de ar, comparando as razões mássicas de ar e de combustível para a situação real, em relação à reação estequiométrica.

$$e = \frac{\left(\frac{m_{ar}}{m_{comb}}\right)_{real}}{\left(\frac{m_{ar}}{m_{comb}}\right)_{est}} \quad (2.2)$$

sendo e o excesso de ar, dado pela razão entre as massas de ar - m_{ar} - e de combustível - m_{comb} - de fato empregadas no processo (subíndice *real*), e seus respectivos valores para a reação estequiométrica (subíndice *est*).

O percentual de excesso de ar está relacionado com a razão de equivalência a partir da equação (2.3), sendo a mesma - equação (2.4) - um importante parâmetro para definir se a reação é rica, pobre ou estequiométrica:

$$e = 100 \cdot \left(\frac{1 - \emptyset}{\emptyset}\right) \quad (2.3)$$

$$\emptyset = \frac{\left(\frac{comb}{ar}\right)_{real}}{\left(\frac{comb}{ar}\right)_{est}} = \frac{\left(\frac{ar}{comb}\right)_{est}}{\left(\frac{ar}{comb}\right)_{real}} \quad (2.4)$$

$\emptyset = 1 \rightarrow$ reação estequiométrica

$\emptyset > 1 \rightarrow$ reação rica em combustível

$\emptyset < 1 \rightarrow$ reação pobre em combustível

e se refere ao excesso de ar, \emptyset é a razão de equivalência, m se relaciona à massa de ar (subíndice *ar*), ou combustível (subíndice *comb*),

enquanto os subíndices *real* e *est* são referentes ao processo real e ao estequiométrico, respectivamente. A Figura 2.4 apresenta a influência da razão de equivalência nas temperaturas para a queima do metano, conforme Baukal (2000).

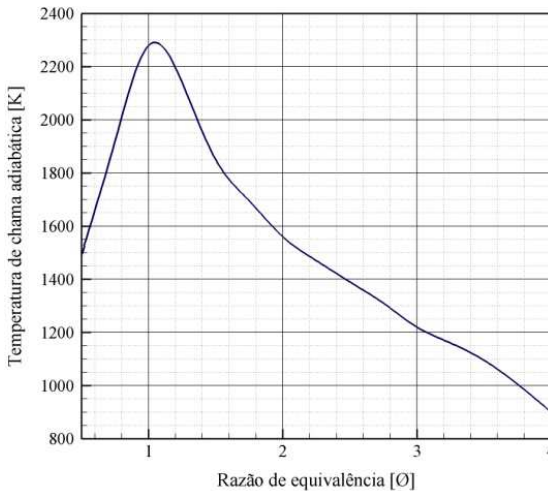


Figura 2.4 - Influência da razão de equivalência na temperatura de chama adiabática para a queima do metano (Baukal, 2000).

De acordo com Bazzo (1995), para a queima de gás natural são recomendados valores entre 5 a 20% para o excesso de ar. A Tabela 2.2 traz os valores sugeridos para este e outros tipos de combustíveis. Entretanto, estes percentuais dependem muito da aplicação, sobretudo se a vizinhança está em baixa ou em alta temperatura.

Tabela 2.2 - Excesso de ar recomendado para alguns tipos de combustíveis (Bazzo, 1995).

Combustível	Excesso de ar (%)
Gás combustível	5 a 20
Carvão pulverizado	10 a 25
Óleo combustível	10 a 25
Carvão granulado	30 a 60
Lenha	30 a 60

2.5 ALIMENTAÇÃO E TIRAGEM DOS GASES

Embora não faça parte do escopo desta dissertação, a escolha correta do queimador é de crucial importância para a obtenção das temperaturas pretendidas no forno. Para a correta simulação do equipamento, as dimensões das entradas de combustível e comburente são necessárias, sendo assim importante o conhecimento do projeto do queimador. Adotando as leis de gás e escoamento ideais, pode-se calcular os orifícios de admissão do gás e do ar (Deshmukh, 2005).

No que diz respeito à vazão de combustível, inicialmente se faz importante a obtenção da razão da pressão crítica do queimador - equação (2.5) - a fim de se descobrir se o escoamento de gás é subsônico ou sônico:

$$P_c = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)}$$

$$P_c > \frac{P_{atm}}{P_{comb}} \rightarrow \text{escoamento sônico} \quad (2.5)$$

$$P_c < \frac{P_{atm}}{P_{comb}} \rightarrow \text{escoamento subsônico}$$

P_c é a razão da pressão crítica, dada pela relação entre as pressões atmosférica (P_{atm}), e do combustível (P_{comb}), ambas absolutas. Também podendo ser calculada a partir do coeficiente de expansão adiabático, conforme a equação (2.6):

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.6)$$

sendo k o coeficiente de expansão adiabático, dado pela razão entre o calor específico à pressão constante - c_p - e o calor específico a volume constante - c_v . Para o caso encontrado nesta dissertação; escoamento subsônico, a vazão de combustível pode ser obtida a partir das equações (2.7) a (2.11):

$$\dot{m}_{comb} = c_d \rho_s A_s M_s c_s \quad (2.7)$$

$$M_s = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{P_{comb}}{P_{abs}} \right)^{k-1/k} - 1 \right]} \quad (2.8)$$

$$T_s = \frac{T_t}{1 + \frac{k-1}{2} M_s^2} \quad (2.9)$$

$$c_s = \sqrt{\frac{k T_s \bar{R}}{M W_{comb}}} \quad (2.10)$$

$$\rho_s = \frac{T_t}{\frac{T_s \bar{R}}{M W_{comb}}} \quad (2.11)$$

onde \dot{m}_{comb} é a vazão de combustível, c_d é o coeficiente de descarga. Este compara a vazão ideal à real, que passa pelo orifício - devido sua configuração interna - variando os valores entre 0,75 e 0,95 para queimadores industriais (Deshmukh, 2005), refletindo valores mais próximos à unidade orifícios mais eficientes. Ainda, ρ_s corresponde à densidade do combustível na saída do orifício, M_s e T_s são o Número de Mach e temperatura obtidos na região de saída, c_s é a velocidade do som na saída, enquanto A_s é a área do orifício, T_t a temperatura de estagnação, MW_{comb} a massa molar do mesmo e \bar{R} a constante universal dos gases, cujo valor é 8314,34 J/kmol/K.

Com relação à tomada de ar, pode-se obter a vazão de comburente a partir das equações (2.12) à (2.14):

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} A_{ar} v_{ar} \quad (2.12)$$

$$v_{ar} = C_o \sqrt{\frac{2 \Delta P_{forno}}{\rho_{ar}}} \quad (2.13)$$

$$\Delta P_{forno} = \left(\frac{P_{forno} M W_{ar}}{\bar{R}} \right) \left(\frac{1}{T_{ar}} - \frac{1}{T_{forno}} \right) g h_{forno} \quad (2.14)$$

sendo a vazão de ar - \dot{m}_{ar} - dada pelo produto entre a densidade do comburente - ρ_{ar} - com sua área transversal - A_{ar} - e velocidade de injeção - v_{ar} . Esta calculada pela diferença de pressão existente no forno e no ambiente - ΔP_{forno} , para tiragem natural- e densidade do ar, corrigida pelo coeficiente C_o , que varia entre 0,6 a 0,9 devido à

passagem do escoamento pelo orifício de injeção de ar (Colannino, 2006). Ainda, P_{forno} diz respeito à pressão absoluta do forno, MW_{ar} à massa molar de ar, \bar{R} é a constante universal dos gases, enquanto T_{ar} é a temperatura de injeção do comburente, T_{forno} a temperatura de operação do forno, g a aceleração da gravidade e h_{forno} a altura do equipamento.

2.6 TROCADOR DE CALOR DE CORRENTES PARALELAS

Trocadores de calor são empregados nas mais variadas aplicações de engenharia, sendo dispositivos que visam a troca de calor entre dois fluidos a diferentes temperaturas, separados por uma parede sólida (Incropera e DeWitt, 2003).

Diferentes classificações são encontradas para os trocadores, de acordo com o sentido de movimentação, a quantidade de passagens dos fluidos pelo dispositivo, bem como o tipo de construção do equipamento. A Figura 2.5 apresenta algumas destas classificações.

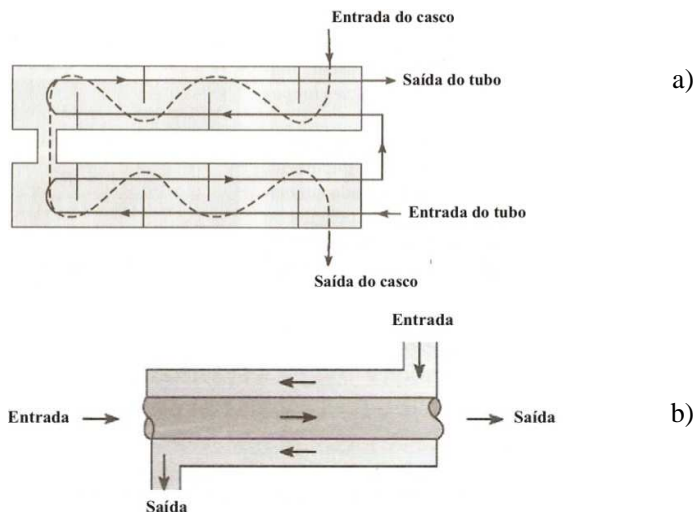


Figura 2.5 - Trocador de calor casco e tubo com dois passes no casco e quatro nos tubos (a), e trocador de calor de tubos concêntricos com correntes cruzadas (b). (Incropera e DeWitt, 2003).

O forno analisado apresenta acoplado à exaustão um recuperador de calor, a fim de pré aquecer o ar de combustão, a partir do calor liberado com os gases resultantes da combustão. Configuração recorrente nas indústrias, o emprego de trocadores de calor na forma de regeneradores ou recuperadores aumenta a eficiência do sistema de combustão (Baukal, 2000).

Segundo a empresa parceira, o recuperador em questão é de tubos concêntricos e correntes paralelas. A passagem dos gases quentes ocorre na parte central do trocador, enquanto o comburente a ser aquecido escoo na parte anular do mesmo. A configuração apresentada é a usualmente encontrada nos recuperadores, os quais se diferenciam dos regeneradores pela faixa de temperatura de operação - temperaturas baixas a médias - além do trabalho contínuo (Baukal, 2000).

Embora não faça parte do escopo desta dissertação, uma modelagem simplificada do recuperador foi realizada, a fim de se estimar a eficiência do mesmo, assim como as temperaturas dos fluidos envolvidos. Parte-se do equacionamento de um trocador de calor sem mudança de fases, com escoamento paralelo, e média logarítmica da diferença de temperatura para o fluidos, em função da variação de temperatura ao longo do trajeto percorrido pelos gases e pelo ar, conforme a Figura 2.6.

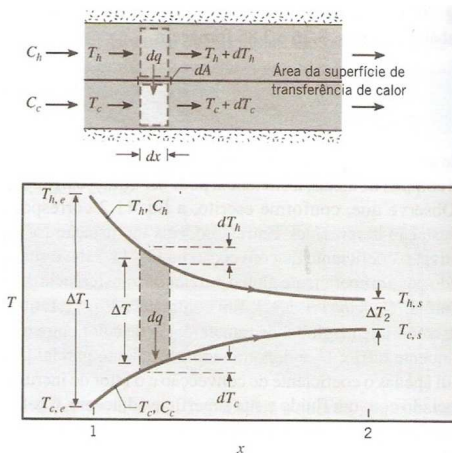


Figura 2.6 - Diferença média logarítmica para um trocador de correntes paralelas. (Incropera e DeWitt, 2003).

A maior diferença nas temperaturas dos fluidos ocorre na entrada do recuperador, porém há uma redução assintótica nesta

diferença, nunca excedendo o fluido frio a temperatura do fluido quente (Incropera e DeWitt, 2003).

Partindo de um balanço de energia em elementos diferenciados nos fluidos, assumindo as seguintes hipóteses:

- trocador adiabático (isolado de sua vizinhança);
- condução axial desprezível ao longo do trocador;
- variação de energia potencial e cinética desprezível;
- calor específico dos fluidos constante;
- coeficiente global de transferência de calor constante.

e, posteriormente integrando o resultado ao longo do trocador, obtém-se a média logarítmica da diferença de temperatura para trocadores de correntes paralelas, equação (2.15):

$$\Delta T_{lm} = \frac{[(T_{q,s} - T_{f,s}) - (T_{q,e} - T_{f,e})]}{\ln \left[\frac{(T_{q,s} - T_{f,s})}{(T_{q,e} - T_{f,e})} \right]} \quad (2.15)$$

onde ΔT_{lm} é a diferença logarítmica de temperatura, dada pelas temperaturas encontradas na entrada (subíndice e), e saída (subíndice s), dos fluidos quente (subíndice q), e frio (subíndice f).

Assim, a troca de calor é calculada segundo a equação (2.16):

$$q = UA\Delta T_{lm} \quad (2.16)$$

sendo q a troca de calor entre os fluidos, dada pelo coeficiente global de transferência de calor - U - a área de troca envolvida - A - e a média logarítmica da diferença de temperatura - ΔT_{lm} .

Outro parâmetro bastante importante de um trocador de calor é sua efetividade, a qual pode ser obtida a partir do calor real trocado no dispositivo, e da taxa máxima de transferência de calor que se pode obter no mesmo. Tal taxa é conseguida, em teoria, em um trocador de correntes contrárias, de comprimento infinito (Incropera e DeWitt, 2003), conforme as equações (2.17) e (2.18):

$$q_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n}(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (2.17)$$

$$C = \dot{m}c_p \quad (2.18)$$

com a taxa máxima de transferência de calor - $q_{m\acute{a}x}$ - dada pelo produto entre taxa mínima de capacidade térmica dos dois fluidos - $C_{m\acute{i}n}$ - e a diferença de temperatura entre as entradas do fluido quente - $T_{q,e}$ - e do fluido frio - $T_{f,e}$. A capacidade térmica dos fluidos pode ser obtida da multiplicação de suas respectivas vazões - \dot{m} - por seu calor específico - c_p .

De posse destes valores, a eficiência, ou efetividade do trocador pode ser calculada de acordo com a equação (2.19):

$$\eta = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad (2.19)$$

onde a eficiência do trocador - η - é dada pela razão da troca real de calor - q - com a troca máxima possível - $q_{m\acute{a}x}$.

O conjunto de equações acima descrito para a obtenção do calor trocado entre os fluidos no trocador, e a efetividade do mesmo apontam como as temperaturas de operação dos fluidos, juntamente com suas vazões influenciam na troca de calor, além da íntima relação entre a troca de calor e a eficiência do trocador, como será visto nos próximos capítulos.

3 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA E MÉTODO APLICADO

Neste capítulo o forno é discutido em maiores detalhes, apresentando-se sua geometria, seu funcionamento e suas partes constituintes. Os fenômenos que regem o processo como um todo são listados e comentados, assim como as hipóteses e simplificações adotadas são mostradas e discutidas.

3.1 GEOMETRIA DO FORNO

Trata-se de um forno de pequeno porte para a produção diária de 700 kg de vidro cristal. O equipamento apresenta um formato cilíndrico, com diâmetro e altura externos de aproximadamente 2,30 m. Está posicionado abaixo da linha do chão da fábrica, a fim de facilitar a retirada de material pelos funcionários, que usam uma janela de extração, de 0,30 m x 0,30 m. Acoplado à exaustão dos gases, encontra-se um recuperador de calor de 0,80 m de diâmetro e 1,50 m de altura externos, usado no pré-aquecimento do ar de combustão. O forno possui um único queimador, que está posicionado de forma tangencial na parte inferior da parede lateral. Um melhor entendimento da geometria do forno pode ser obtido na Figura 3.1.

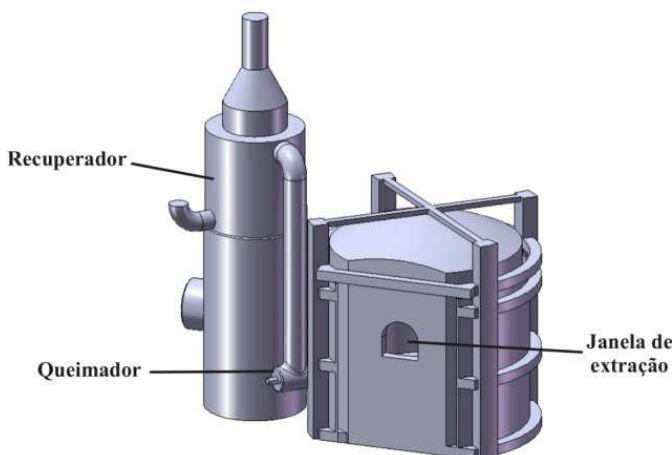


Figura 3.1 - Esquema do forno analisado.

A Figura 3.2 apresenta o forno analisado e a respectiva janela de extração, por onde o vidro cristal fundido é removido para a confecção das peças. Com o uso de tubos aquecidos, material é retirado do forno ainda em elevada temperatura. As temperaturas obtidas na cavidade são resultado da combustão do gás natural admitido no forno à temperatura ambiente, com o ar pré-aquecido pelo trocador de calor.



Figura 3.2 - Fotografia mostrando o forno analisado, e a respectiva janela de extração.

Internamente a cavidade do equipamento apresenta 1,50 m de diâmetro e de altura. Concêntrico ao forno, o cadinho de alumina possui 0,70 m de altura, 0,80 m de diâmetro interno e 0,15 m de espessura de parede, ficando apoiado por quatro calços retangulares, também de alumina de 0,20 m x 0,40 m x 0,09 m, conforme a Figura 3.3.

Quanto à geometria da montagem, a saída de exaustão está posicionada radialmente ao círculo da seção do forno. Possui um diâmetro de 0,28 m e se encontra a 0,84 m da base da cavidade. O queimador é montado com um deslocamento de cerca de 9 cm em relação à posição radial, situando-se a 0,24 m da base (Figura 3.3). Externamente, a exaustão dos gases atinge um cilindro vertical isolado, conforme a Figura 3.4, que contém uma guilhotina para o controle da exaustão, sendo esta de tiragem natural. O conjunto é isolado termicamente, a fim de evitar grandes perdas para o ambiente. Acima da guilhotina se encontra um recuperador de calor (Figura 3.4).



Figura 3.3 - Fotografia mostrando a cavidade do forno, as aberturas para o queimador e para a exaustão, bem como os calços onde repousa o cadinho.



Figura 3.4 - Fotografia mostrando a tubulação de exaustão dos gases, guilhotina de controle e início do recuperador de calor.

As principais dimensões do equipamento, utilizadas nos cálculos experimentais e numéricos são apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Dimensões do forno analisado.

	Descrição	Valor	Unidade
Forno	Altura interna	1,50	m
	Diâmetro interno	1,50	m
	Isolante - camada interna	0,15	m
	Isolante - camada intermediária	0,12	m
	Isolante - camada externa	0,11	m
Cadinho	Diâmetro interno	0,80	m
	Altura interna	0,55	m
	Espessura	0,15	m
Calços	Comprimento	0,40	m
	Altura	0,09	m
	Largura	0,20	m
Janela de extração (abertura)	Altura a partir do teto da cavidade	0,30	m
	Largura (distância com relação ao centro)	0,15	m
	Área	0,30 x 0,30	m x m
Exaustão	Diâmetro interno	0,28	m
	Altura (a partir da base da cavidade)	0,84	m
	Altura e largura externas	0,67 x 0,67	m x m
Queimador	Diâmetro interno	0,20	m
	Altura (do chão da cavidade)	0,24	m
Recuperador	Altura externa	1,50	m
	Diâmetro externo	0,80	m
Chaminé	Altura no interior da fábrica	1,50	m
	Diâmetro	0,33	m
Produção diária de cristal		82,35	kg/h

3.2 FUNCIONAMENTO DO FORNO

O forno trabalha diariamente em três regimes diferentes, a fim de fundir e conservar a temperatura da massa do vidro cristal inserida em seu interior:

- das 13:30h às 22:00h – carregamento do cadinho, seguindo com o fechamento da janela de extração, fusão da massa do vidro cristal à 1.410 °C;
- das 22:00h às 3:00h - aumento da temperatura para 1.420 °C, janela permanecendo fechada, continuando a fusão do material;
- das 3:00h às 13:30h - redução da temperatura para 1.280 °C, abertura da janela a partir das 5:00h para extração da massa de vidro cristal a ser trabalhada.

Nos fins de semana, o equipamento é configurado para 1.250 °C, ocorrendo apenas a manutenção da temperatura do forno, sem trabalhos ou fusão.

As medições foram feitas durante o período de extração. Neste caso o forno opera em temperatura mais baixa, mas com irregularidades no consumo, e frequentes interferências para retirada do material. As peças são de formatos e volumes diversos, sendo que as de grande volume requerem extrações progressivas para agregação de material (Figura 3.5). O forno nesta etapa opera com ar pré-aquecido a 280 °C para a combustão.

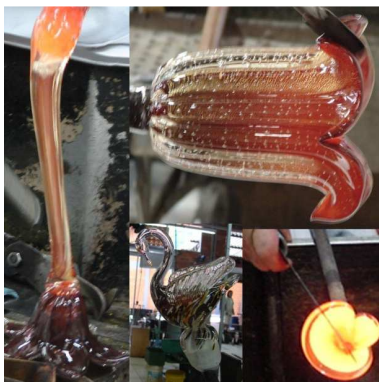


Figura 3.5 - Fotografia da extração irregular de vidro cristal para a confecção de peças de diferentes tipos.

A queima é feita com controles de vazão de gás natural e de ar (Figura 3.6). O operador ajusta o valor da temperatura em um controlador, que regula a vazão de combustível injetada no forno. Um termopar localizado na lateral do equipamento retorna um sinal correspondente à temperatura para o controlador. Uma placa de orifício mede a vazão de gás natural e através desta vazão o sistema de controle atua no inversor de frequência responsável por regular a rotação do ventilador. A outra placa de orifício instalada na tubulação de ar frio, antes do pré-aquecedor, mede a vazão de ar, sendo o sinal enviado ao controlador que mantém a relação ar-combustível programada.

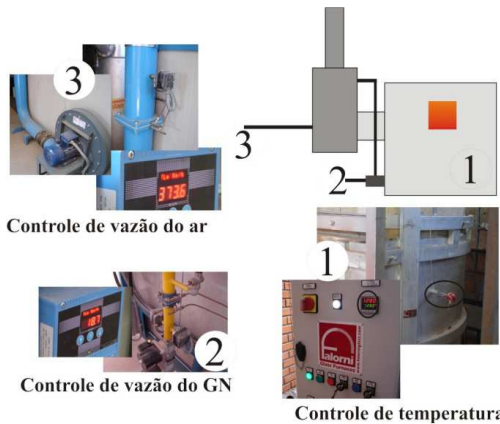


Figura 3.6 - Esquema do sistema de controle do forno: 1 - painel de controle do forno; 2 - controle de gás natural; 3 - controle da vazão de ar.

Aparentemente o forno trabalha com pressão muito próxima à atmosférica, de forma a manter o equilíbrio com o ambiente, sem apresentar infiltração ou fugas de ar. Isto se observa por permanecer com a janela de extração sempre aberta, não mostrando fluxos de gases saindo pela mesma. Uma guilhotina na saída do forno, formada por uma placa cerâmica, faz esse controle da pressão (Figura 3.4). Na chaminé, após o recuperador de calor, ainda há uma borboleta para controle também da pressão de exaustão e aparentemente esta borboleta é que atua, pois possui maiores possibilidades de regulagem (Figura 3.7).

3.3 PARTES DO FORNO

3.3.1 Cadinho e calços

O cadinho, está posicionado no centro do forno, sendo feito de alumina e representa um elemento crucial no processo. É adquirido na forma crua, sendo a secagem e a queima feitas de forma lenta e progressiva antes do uso. Além do custo elevado, uma ruptura do cadinho leva à perda de material, parada do forno e um tempo de cerca de uma semana para a retomada. Como está diretamente na linha de ação do queimador, pode ter uma vida mais curta ou mais longa, dependendo da regulagem deste.

Na forma de paralelepípedos, quatro calços de material refratário sustentam o cadinho, sendo queimados ao longo de seu período de utilização. Sofrendo desgaste com o tempo, os mesmos são repostos em aproximadamente cada seis meses, juntamente com o cadinho.

3.3.2 O recuperador

O recuperador consiste em um trocador de calor formado por tubos concêntricos, com os gases da combustão escoando na parte interna e o ar a ser aquecido na parte anular. Como pode ser visto na Figura 3.7, a configuração do trocador indica um arranjo do tipo correntes paralelas. Por ser um equipamento importado e sob garantia, não se obteve maiores informações sobre os detalhes da construção interna deste.



Figura 3.7 - Fotografias com detalhes do recuperador de calor.

O transporte dos gases resultantes da combustão até o recuperador ocorre através de uma canalização na lateral do forno. Nesta canalização se tem uma janela de inspeção, uma guilhotina e a própria estrutura serve de suporte ao recuperador, que dá continuidade ao fluxo vertical de gases. Na parte inferior do trocador ocorre a injeção de ar à temperatura ambiente. Após o pré-aquecimento o ar de combustão é enviado ao queimador, na lateral do forno. Já os gases são direcionados para a chaminé, cujo diâmetro é reduzido para 0,33 m, e a altura, na parte interna à fabrica, é de 1,50 m.

3.3.3 O queimador

O único queimador usado está posicionado de forma tangencial na parte inferior do equipamento. Pode ser classificado como tipo duobloco, uma vez que os controles de vazão são separados, não constituindo peça única a ser montada junto ao forno. Trabalhando continuamente, o queimador possui potência de 400 kW, sendo a injeção de gás natural feita de forma axial, na parte traseira, enquanto o ar de combustão pré-aquecido é injetado radialmente, como pode ser visto na Figura 3.8.



Figura 3.8 - Fotografia do queimador - parte externa ao forno.

Após a injeção de combustível e comburente, a mistura se dá previamente ao processo de combustão, sendo classificado como pré-misturado. Segundo Baukal (2000), neste caso a chama formada apresenta menor comprimento, com temperaturas menos uniformes, e regiões de elevada temperatura. Em consequência o aquecimento pode ser menos uniforme. Entretanto, sabe-se que estas considerações

dependem muito da forma da câmara de combustão, de sua geometria, da carga a ser aquecida, em suma da aplicação específica.

Ainda, de acordo com Deshmukh (2005), o controle na injeção de gás e ar neste tipo de queimador permite que a razão ar-combustível desejada seja facilmente conseguida, ajudando na obtenção da atmosfera pretendida dentro do forno. A Figura 3.9 mostra, de forma esquemática, um tipo comum de queimador pré-misturado, sendo as linhas pontilhadas e tracejadas formas variadas para o bico do queimador.

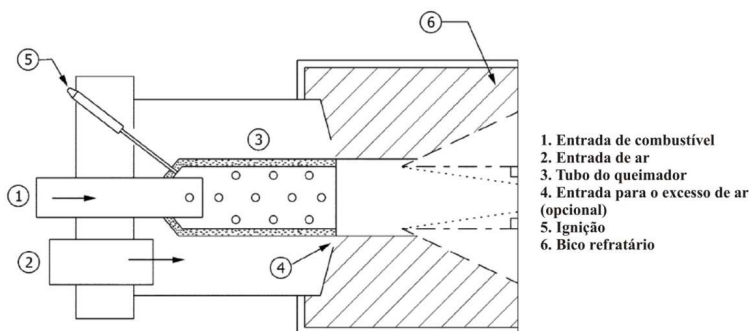


Figura 3.9 - Esquema de um queimador pré-misturado, segundo Deshmukh (2005).

3.4 HIPÓTESES E SIMPLIFICAÇÕES ADOTADAS

Algumas hipóteses e simplificações foram adotadas, sem acarretar prejuízos aos resultados obtidos, tanto experimental, como numérico. No que diz respeito à geometria do forno, alterações na abóboda e forma dos calços foram feitas: o teto passou a ser considerado plano, enquanto os calços foram adaptados para um único bloco redondo, conservando a altura original, e diâmetro equivalente ao do cadinho. As Figura 3.10 e Figura 3.11 mostram estas simplificações.

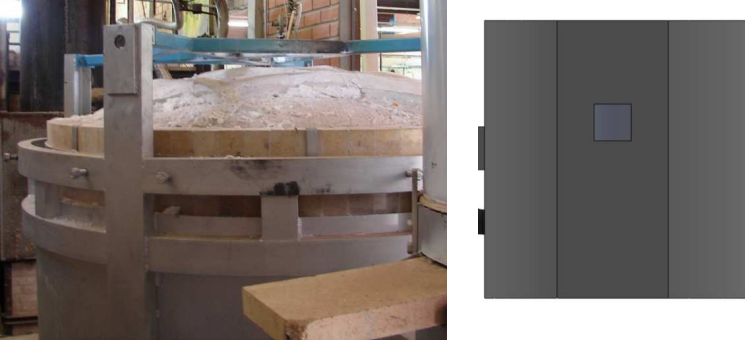


Figura 3.10 - Simplificação adotada para a abóboda do forno.

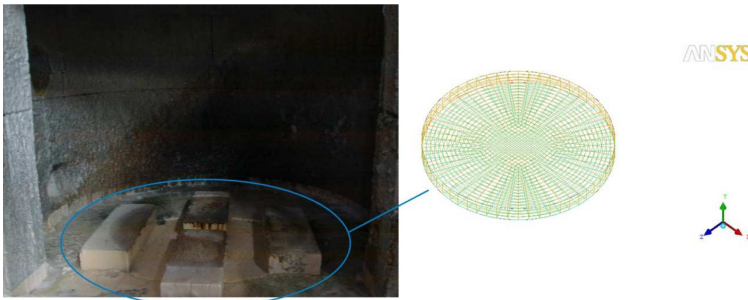


Figura 3.11 - Simplificação adotada para os calços.

A partir das dimensões do queimador, simulou-se o mesmo como uma injeção de combustível por um pequeno orifício, concêntrico ao anel onde o comburente é injetado (Figura 3.12), ambos em suas respectivas temperaturas de operação e na posição apresentada na Tabela 3.1.

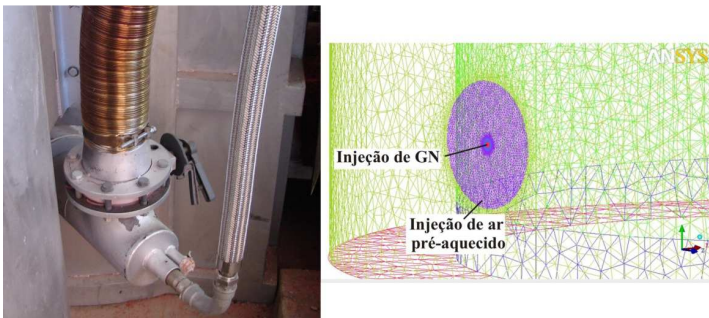


Figura 3.12 - Simplificações adotadas para o queimador.

Visando o estudo do comportamento térmico do forno, o queimador foi simplificado conforme a Figura 3.12, admitindo-se apenas a injeção de gás natural e ar em suas respectivas temperaturas de operação e vazões mássicas, a partir de orifícios concêntricos na lateral do equipamento, simulando assim o fenômeno da combustão. Uma vez que o queimador está posicionado de forma tangencial à parede do forno, as componentes de velocidade do combustível e comburente são fornecidas como condições de contorno na simulação, mantendo uma direção de chama próxima à real.

No que diz respeito à massa fundida de vidro cristal, o presente trabalho a aborda como um bloco de 700 kg de massa, cujas dimensões são iguais ao espaço interno do cadinho. Algumas propriedades apresentam valores um pouco diferentes das que se pode encontrar na literatura, como é o caso da condutividade térmica. Para fins de simulação, uma condutividade equivalente foi assumida, procurando levar em consideração os efeitos da condução, da radiação térmica (material considerado seletivo à radiação), bem como do movimento de mistura que o material sofre ao ser aquecido e manipulado no interior do cadinho. Ainda, sendo a retirada da massa de forma irregular ao longo de aproximadamente 9 horas, assumiu-se para este intervalo um regime permanente, bem como um sólido exposto a trocas de calor com os gases resultantes da combustão e com o cadinho. Adotou-se a hipótese de meio sólido estável, pois as grandes alterações no estado do vidro cristal ocorrem nas demais etapas de operação. Desta forma na etapa simulada o forno tem apenas o objetivo de manter a temperatura da massa em um patamar adequado para sua retirada durante a confecção das peças. As principais propriedades empregadas para a massa fundida são apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Propriedades adotadas para o vidro cristal.

Propriedade	Valor	Unidade
Densidade	2535	kg/m ³
Calor específico	900	J/kg*K
Condutividade térmica	20	W/m*K

Por último, admitiu-se o piso do forno como adiabático, ou seja, desprezou-se a troca de calor através da base.

3.5 FENOMENOLOGIA DO PROBLEMA TÉRMICO

Na manutenção do campo de temperatura do forno quatro fenômenos físicos tomam parte: condução, convecção, transporte dos gases na cavidade, e radiação, além da reação química da combustão, como pode ser visto na Figura 3.13.

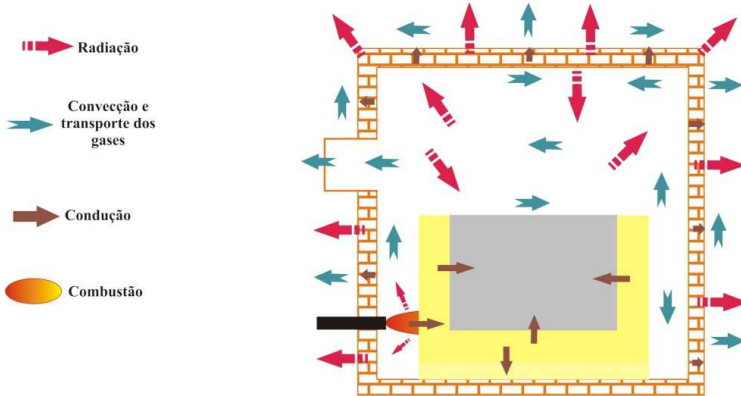


Figura 3.13 - Esquema apresentando a fenomenologia do problema.

De forma global, pode-se modelar este problema a partir de um balanço de energia, identificando os pontos de entrada e saída (para o meio, ou demais formas), conforme a Figura 3.14.

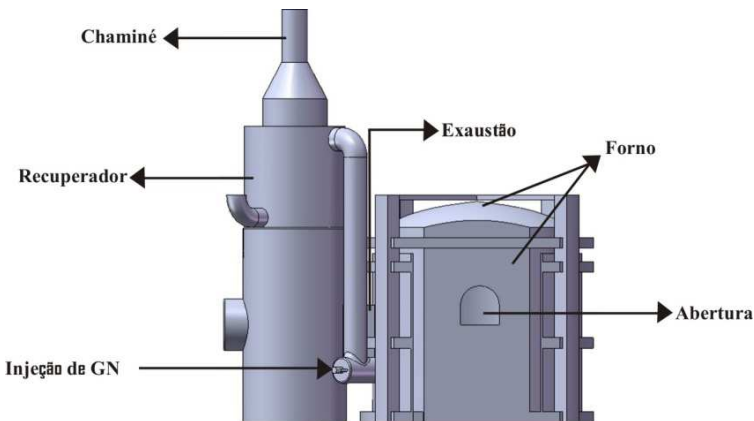


Figura 3.14 - Esquema apresentando o balanço global de energia do conjunto forno-recuperador.

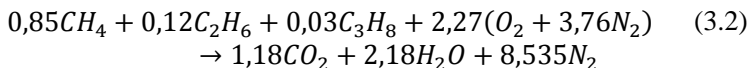
O problema é também descrito a partir das equações de conservação, apresentadas de forma genérica, através da equação (3.1).

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \varphi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(T^\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) + S^\varphi \quad (3.1)$$

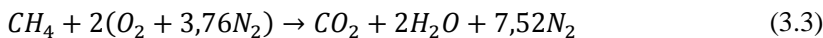
onde φ é a propriedade transportada - massa, velocidade, energia (entalpia), ou espécie química - sendo o primeiro termo referente à variação da propriedade com o tempo t (transiente), o segundo termo referente ao transporte desta variável com a massa ρ (advecção), o terceiro termo à parte difusiva T do problema (transporte em nível molecular). O último termo S engloba todas as demais formas de transporte da variável, sendo chamado termo fonte.

3.5.1 Combustão do gás natural e ar

A oxidação do gás natural com ar é dada pela equação (3.2), assumindo o ar formado por 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio em volume (Turns, 2000).



Assumiu-se apenas os gases de maior concentração (conforme SCGás - Companhia de gás de Santa Catarina), para a queima de 1 kmol de gás natural na relação estequiométrica. Devido à participação majoritária do gás metano na composição do gás natural, para este trabalho, considerou-se o combustível composto apenas por metano. Assim, a reação de queima estequiométrica para 1 kmol de metano é dada pela equação (3.3):



As espécies minoritárias nos produtos não foram consideradas devido a sua pequena participação na composição dos gases resultantes da combustão para a temperatura de operação do forno (1.280 °C), como pode ser visto na Figura 3.15 (Baukal, 2000).

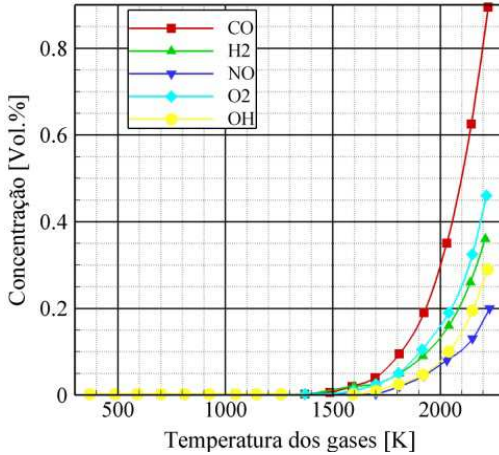


Figura 3.15 - Concentração volumétrica das espécies minoritárias, conforme temperatura dos gases resultantes da combustão, queima estequiométrica do metano com o ar (Baukal, 2000).

Para o processo analisado, pode-se adaptar a equação (2.1) para a reação estequiométrica do metano com ar à 280 °C (553 K), chegando-se à equação (3.4), e assim se obtendo para a temperatura de chama adiabática o valor de 2.214 °C (2.487 K), não considerando as dissociações químicas.

$$\begin{aligned}
 H_{reagentes}(T_{reagentes}, P) &= H_{produtos}(T_{ad}, P) \\
 \sum_{reagentes} N_i \bar{h}_i &= \sum_{produtos} N_i \bar{h}_i \\
 h_{CH_4}(298) + 2h_{O_2}(553) + 7,52h_{N_2}(553) &= h_{CO_2}(T_{ad}) + 2h_{H_2O}(T_{ad}) \\
 &\quad + 7,52h_{N_2}(T_{ad})
 \end{aligned} \tag{3.4}$$

H representa a entalpia absoluta à temperatura de injeção ($T_{reagentes}$), e temperatura de chama adiabática (T_{ad}), dos reagentes e produtos, respectivamente, ambos à pressão de operação (P). Ainda, N diz respeito ao número de moles dos componentes, e h é a respectiva entalpia específica, nas mesmas condições.

Partindo da equação (3.3) se consegue também obter a razão ar-combustível necessária para a queima estequiométrica do metano com o ar, conforme a equação (3.5):

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{est} = \frac{2(32 + 3,76 \times 28)}{16} = 17,16 \quad (3.5)$$

sendo $\left(\frac{A}{F}\right)_{est}$ a razão ar-combustível estequiométrica, calculada a partir da proporção entre a massa de ar necessária para a queima de um kmol de combustível.

3.5.2 Condução

No forno em questão uma parcela de calor, mesmo que pequena é trocada entre o cadinho e a massa fundida de vidro cristal, bem como entre o cadinho e os calços de apoio. Ainda, a perda de calor para o meio por radiação e convecção resulta da condução de calor através das paredes que isolam o forno do ambiente.

Para as regiões sólidas do problema analisado, não havendo geração de calor, pode-se representar matematicamente a taxa de transferência de calor por condução segundo a equação (3.6):

$$q_{cond} = -kA_{trans} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.6)$$

onde k é condutividade térmica do material, A_{trans} a área transversal da seção analisada, e a derivada $\frac{\partial T}{\partial x_i}$ representa a variação da temperatura na direção i considerada. A Tabela 3.3 apresenta os valores adotados para a condutividade térmica da alumina - empregada na simulação do calço e do cadinho - bem como os valores usados nas três camadas que constituem a parede, teto e chão do forno.

Tabela 3.3 - Condutividade térmica adotada nas simulações dos domínios sólidos.

Local	Valor (W/m*K)	Referência
Calço e cadinho	7,85	(Hotza et al., 2012)
Mulita - camada interior	2,00	(Akiyoshi et al., 2001)
Refratário RB4 - camada intermediária	1,40	(Deshmukh, 2005)
Isolante - camada externa	0,13	(Deshmukh, 2005)

Para a massa fundida de vidro cristal, considerada um sólido neste trabalho, as considerações acima são também válidas, estando sua condutividade listada na Tabela 3.2.

3.5.3 Convecção e transporte dos gases resultantes da combustão

No interior do forno a movimentação dos gases resultantes da combustão acarreta a troca de calor dos mesmos com a massa de vidro cristal, o cadinho e as superfícies internas do equipamento, sendo este processo descrito a partir da Equação da Conservação da Quantidade de Movimento – equação (3.7):

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + S^{u_i} \quad (3.7)$$

u_i é a velocidade na direção analisada, P a pressão no escoamento, μ a viscosidade, e S^{u_i} é o somatório das forças de campo.

A troca de calor das superfícies externas do forno com o meio é dada a partir da equação (3.8), obtida da Equação de Conservação da Energia:

$$q_{conv} = h_{conv} A_{sup} (T_{fluido} - T_{sup}) \quad (3.8)$$

sendo h_{conv} o coeficiente de transferência de calor, A_{sup} a área de troca da superfície, T_{fluido} a temperatura do fluido, enquanto T_{sup} a temperatura da superfície. Não estando a superfície do forno exposta a nenhum ventilador ou outro meio forçado de resfriamento, o coeficiente de convecção que rege a equação (3.8) pode ser obtido de fórmulas empíricas dadas por Churchill e Chu (1975), para placas planas verticais e por Goldstein et al. (1973), para placas planas horizontais. Admitindo convecção natural em escoamentos externos, os valores adotados são apresentados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Coeficientes de convecção adotados nos cálculos.

Localização	Valor (W/m ² K)	Referência
Parede do forno	5,56	Churchill e Chu (1975)
Teto do forno	8,28	Goldstein et al. (1973)
Exaustão	4,32	Goldstein et al. (1973)
Recuperador e chaminé	6,53	Churchill e Chu (1975)

A hipótese de placa plana vertical para a parede do forno e do recuperador foi possível, pois a espessura da camada limite térmica destas superfícies é muito menor que o diâmetro das mesmas (Incropera e DeWitt, 2003).

O valor assumido para a exaustão dos gases foi obtido da média dos coeficientes calculados para cada superfície que constitui a canalização; duas placas planas horizontais - uma aquecida na parte superior e a outra na parte inferior - e duas placas planas verticais (laterais).

3.5.4 Radiação

Abrangendo uma parcela do ultravioleta (UV), e toda a região visível e infravermelha (IV) do espectro eletromagnético, a radiação térmica se encontra na faixa de $0,1\mu\text{m}$ a $100\mu\text{m}$, do mesmo, como pode ser visto na Figura 3.16.

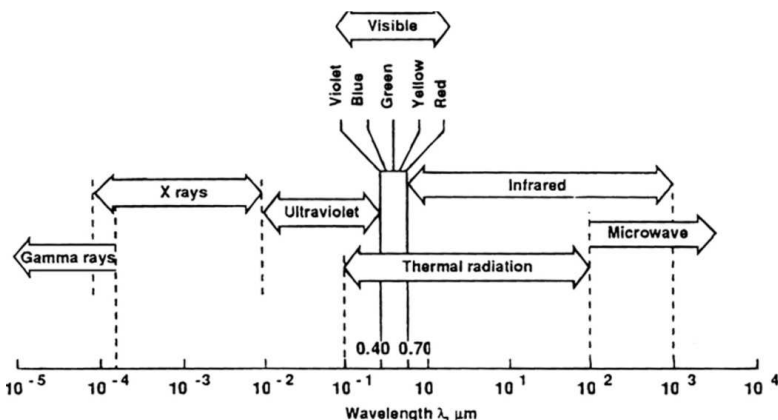


Figura 3.16 - Espectro de radiação eletromagnética (Baukal, 2000).

Responsável por aproximadamente 90% das trocas de calor no interior de fornos operando acima de $900\text{ }^\circ\text{C}$ (Mullinger, 2008), a radiação também é um processo importante nas perdas para o meio externo, em função das elevadas temperaturas resultantes nas superfícies.

A queima de combustíveis para manutenção das temperaturas nos equipamentos térmicos gera como gases da combustão o dióxido de carbono (CO_2) e vapor d'água (H_2O). Está presente também a molécula

de nitrogênio (N_2), além do oxigênio (O_2), no caso de excesso de ar ou ainda de uma combustão incompleta. Sabe-se também que moléculas polares como o CO_2 , o vapor d'água e gases hidrocarbonetos absorvem e emitem radiação sobre uma ampla faixa de temperatura (Incropera e DeWitt, 2003), tornando o meio semitransparente ou participante. Deste modo a troca de calor deixa de ser um fenômeno concernente apenas às fronteiras do sistema e passa a ocorrer em todo o meio (Siegel e Howell, 1997).

Algumas propriedades importantes em meios participantes são o coeficiente de extinção (K_λ), a distância média de penetração da radiação (l_m), e a espessura óptica (κ_λ). A primeira propriedade define o quanto o meio de espessura L absorve e/ou espalha (difunde) radiação ao ser atingido pela mesma, conforme a equação (3.9):

$$K_\lambda(\lambda, T, P) = \alpha_\lambda(\lambda, T, P) + \sigma_{S\lambda}(\lambda, T, P) \quad (3.9)$$

onde K_λ é o coeficiente de extinção, dado pela soma dos coeficientes de absorção (α_λ) e de difusão ($\sigma_{S\lambda}$). Sendo todos dependentes do comprimento de onda (λ), da temperatura (T), e pressão (P) do meio, e tendo como unidade o inverso do comprimento (m^{-1}). Para fornos industriais de atmosfera mais limpa, assume-se normalmente que o interior dos mesmos se encontra à temperatura uniforme e constituído de uma mistura homogênea, sendo desprezível o coeficiente de difusão (Siegel e Howell, 1997). Assim, a distância média de penetração, que é o inverso do coeficiente de extinção pode ser calculada segundo a equação (3.10):

$$l_m = \frac{1}{K_\lambda} = \frac{1}{\alpha_\lambda} \quad (3.10)$$

sendo l_m a distância média de penetração da radiação, indicando a espessura média a ser percorrida pela radiação antes de ser absorvida pelo meio.

Finalmente, a determinação da espessura óptica - valor que indica se o meio é óticamente espesso, portanto participa das trocas radiativas, ou não, sendo então chamado de óticamente fino ou não participante - ocorre conforme a equação (3.11):

$$\kappa_\lambda = K_\lambda L \quad (3.11)$$

onde κ_λ é a espessura ótica do meio, dada pelo coeficiente de extinção K_λ , e pela espessura L da camada do meio. Assim, valores de espessura ótica maiores que a unidade indicam um meio opticamente espesso, enquanto valores abaixo da unidade se referem a um meio opticamente fino.

Devido ao grande volume de nitrogênio contido no ar, e sendo o mesmo uma molécula apolar, pode-se considerar o meio no interior do forno em questão como pouco participante. Uma estimativa do coeficiente de absorção dos gases resultantes da combustão, a partir de dados empíricos é proposta por Siegel e Howell (1997), segundo a equação (3.12):

$$\alpha_{gases} = \alpha_{H_2O} + \alpha_{CO_2} - \Delta\alpha \quad (3.12)$$

onde α_{gases} é a absorptância dos gases resultantes da combustão, dada pela soma das absorptâncias parciais do vapor d'água (α_{H_2O}), e do dióxido de carbono (α_{CO_2}), corrigido por $\Delta\alpha$, devido à sobreposição destas propriedades na existência concomitante dos gases. Ainda, a obtenção da absorptância do meio pode se dar a partir da equação (3.13):

$$\alpha_{gases} = 1 - e^{-K_\lambda L} \quad (3.13)$$

que relaciona a absorptância do meio (α_{gases}), com o coeficiente de extinção (K_λ) do mesmo e sua espessura L . Para o caso em particular, como comentado anteriormente, o coeficiente de extinção se iguala ao coeficiente de absorção, e a espessura da camada é dada pelo comprimento característico do forno, conforme sugere Siegel e Howell (1997). A Tabela 3.5 apresenta os valores obtidos do equacionamento acima descrito, considerando a reação estequiométrica do gás natural com ar à 280 °C, e o forno operando à 1 atm.

Tabela 3.5 - Propriedades radiativas empregadas na simulação do interior do forno.

α_{gases}	K_λ	κ_λ	L	l_m
0,20	0,18	0,22	1,24	5,56

Conforme Keramida et al. (2000), a hipótese de meio participativo aumenta a acuidade das predições numéricas em comparação com os dados experimentais. Ainda, as pequenas dimensões

do forno favorecem a adoção de um modelo de radiação com meio participante, sem onerar computacionalmente as simulações.

Com relação à radiação nas trocas externas, sabe-se que o equipamento está dentro da fábrica, exposto à temperatura ambiente, pode-se então modelar a perda radiativa a partir da equação (3.14). Considera-se a superfície envolvida pela vizinhança (superfícies próximas), semelhante à uma cavidade e com fator de forma igual à unidade (Incropera e DeWitt, 2003):

$$q_{rad} = A\varepsilon\sigma(T_{sup}^4 - T_{amb}^4) \quad (3.14)$$

q_{rad} é a taxa de transferência de calor por radiação, A a área de troca, ε é a emissividade da superfície analisada, sendo dependente do material, seu tipo de acabamento e estado de conservação. Considera ainda a diferença na quarta potência das temperaturas absolutas da superfície (T_{sup}), e do meio (T_{amb}), e σ a constante de Stefan Boltzmann, cujo valor é $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$. A emissividade foi considerada constante ao longo de todas as superfícies analisadas, sendo os valores adotados para cada região apresentados na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Emissividades adotadas no cálculo das trocas externas do forno.

Local	Material	Valor
Teto	Isolante	0,80
Lateral e exaustão	Tinta metálica	0,70
Trocador e chaminé	Inox polido	0,30

Emissividades diferentes foram consideradas ao longo do equipamento devido ao material e acabamento das superfícies, como comentado acima. O teto apresenta a camada de isolante exposta, sendo 0,8 um valor típico de emissividade dado por Incropera e DeWitt (2003). Já a lateral do forno e a exaustão estão cobertas por uma camada de tinta metálica, reduzindo o valor da emissividade, enquanto o recuperador de calor e a chaminé são feitos de inox polido, apresentando elevada refletividade, consequentemente baixa emissividade.

4 ANÁLISE EXPERIMENTAL

A análise térmica de um forno se inicia com a descrição do equipamento e com a identificação dos pontos de entrada e de saída de energia do mesmo. De posse de tais dados é possível analisar o desempenho térmico do conjunto, além de sugerir melhorias térmica e econômica para o mesmo, ou quanto à emissão de gases.

Medições em campo são de fundamental importância neste aspecto por possibilitarem a aquisição de dados reais, nas condições de trabalho, considerando, no entanto, os entraves físicos e burocráticos que possam ocorrer ao longo das visitas. Ainda, os dados experimentais servem de base para a validação do código numérico, pois, conforme Patankar (1980), uma predição teórica resolve um modelo matemático e não um modelo físico.

Neste capítulo será realizada uma avaliação dos dados experimentais, levando em consideração a análise dos gases, as medições de temperatura e de vazão que foram feitas durante as visitas à empresa proprietária do forno em estudo. Serão apresentados os pontos e valores medidos, assim como a metodologia empregada nas medições. O capítulo será finalizado com a execução do balanço global de energia realizado no software EES para o conjunto forno-recuperador, bem como apenas para o forno, a fim de comparar os resultados obtidos com a análise numérica em CFD (a ser apresentada no próximo capítulo).

4.1 MÉTODO EMPREGADO

O conjunto forno-recuperador analisado foi adquirido recentemente pela empresa, estando sob garantia durante o período do trabalho, impossibilitando a realização de atividades que alterassem o mesmo (furos ou desmontagens). Assim, a análise dos gases a partir de um furo na tubulação foi realizada na parte da chaminé externa à fábrica, sobre o telhado. As medições de temperatura foram feitas na superfície externa do equipamento e as medições internas nas tubulações puderam ser feitas apenas quando havia uma abertura ou janela que permitisse a colocação de um termopar. Além disto, foram feitas leituras dos painéis onde existiam medidores de vazão de gás natural e de ar.

A Figura 4.1 apresenta, de forma esquemática, os pontos onde as medições foram realizadas. As variáveis medidas, bem como os equipamentos e instrumentos usados estão listados no APÊNDICE A.

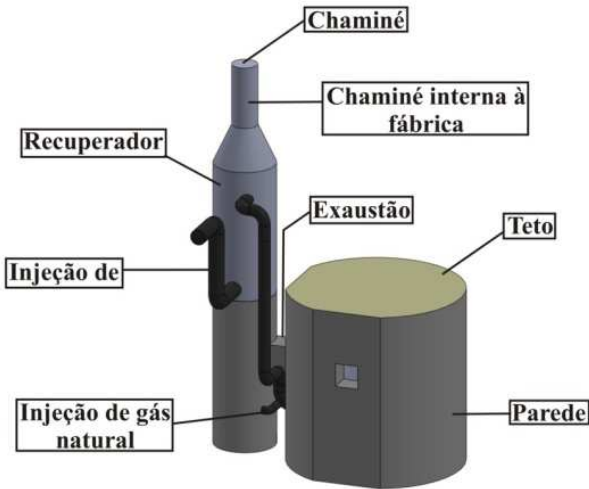


Figura 4.1 - Esquema dos pontos de medição no forno, recuperador e na chaminé.

4.2 TEMPERATURAS MEDIDAS

As temperaturas foram medidas através de termopares do tipo K, no duto de exaustão, nas superfícies externas da parede e do teto do forno, do recuperador, além da temperatura dos gases na chaminé. As medições das temperaturas superficiais foram feitas após a estabilização dos termopares usados em cada ponto de contato. Alguns pontos ao longo das superfícies foram medidos tentando se abordar a área em questão. A partir dos valores obtidos se calculou um valor médio para a região. Tal abordagem se mostrou a mais adequada, uma vez que não havia distância suficiente para o uso de uma câmera infravermelha, além da geometria circular do forno. Os valores se encontram na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Temperaturas medidas e valores médios adotados nos cálculos.

Local		Temperatura [°C]				Média [°C]
Lateral do forno	Seção superior	119±0,5	103±0,5	128±0,5	106±0,5	117 ±10
	Seção inferior	128±0,5	101±0,5	123±0,5	122±0,5	
Teto do forno	Superfície	230±0,5		160±0,5		195 ±49
Duto de Exaustão	Duto	1047±0,5	1033±0,5	1051±0,5		1044 ±9
Gases na chaminé	Duto	495±0,5		493±0,5		494 ±1
Recuperador	Superfície		215±0,5			
Ar de combustão	Antes do queimador		280±0,5			

Como se observa na Tabela 4.1 foi realizada uma única medição na superfície do trocador, devido a restrições físicas, bem como ao tempo para estabilização da leitura de temperatura pelo termômetro. Este valor foi também adotado para a superfície da chaminé interna à fábrica, a ser usado no cálculo das perdas nesta parte da chaminé. Dificuldades na medição, e elevado tempo de estabilização do termopar também foram encontrados na tomada de temperatura do ar de combustão, realizando-se também apenas uma medição neste ponto.

As temperaturas dos gases em escoamento foram medidas diretamente na chaminé, na saída sobre o telhado, e em um pequeno orifício na janela de inspeção, no começo do recuperador.

4.3 CÁLCULO DO EXCESSO DE AR

Como já descrito no capítulo anterior, um sistema de controle de vazão faz parte do equipamento. As medições são realizadas por placas de orifício, instaladas nas tubulações de alimentação de gás natural e de ar de combustão.

Os medidores de vazão são ajustados para fornecerem os valores em Nm³/h, medida usualmente empregada na utilização de

gases, devido à variação dos mesmos com a pressão e com a temperatura. Assim, estabelece-se uma condição de referência para avaliação do fluido, sendo esta a condição normal de temperatura e pressão (CNTP), com pressão de 1 atm, temperatura de 0 °C e umidade relativa nula (0%).

Sendo o gás natural uma mistura de diversos componentes, adotou-se a massa específica fornecida pela SCGÁS (2013) para o mesmo, à condição normal de temperatura e de pressão. Ao mesmo tempo o ar de combustão foi considerado como gás perfeito, dando como resultados os respectivos valores mássicos apresentados na Tabela 4.2, em função das leituras de vazões feitas no painel de controle do forno.

Tabela 4.2 - Valores obtidos para as vazões de gás natural e ar.

Variável	Gás Natural	Ar
Massa específica (kg/m ³ - CNTP)	0,76*	1,29
Vazão lida (Nm ³ /h - CNTP)	18,7±0,05	373,6±0,05
Vazão mássica (kg/s)	3,95 * 10 ⁻³	0,134

*SCGAS (2013).

A partir dos valores lidos para as vazões mássicas de gás natural e ar, e das equações (2.2), e (3.5), pode-se constatar que o equipamento opera com grande excesso de ar, chegando aproximadamente ao dobro do valor estequiométrico para a queima de ar e metano (17,16 kg de ar/kg de combustível), conforme a equação (4.1).

$$e = \frac{(0,13 / 3,95 * 10^{-3})}{17,16} = 1,98 \quad (4.1)$$

4.4 ANÁLISE DOS GASES RESULTANTES DA COMBUSTÃO

De posse da composição e concentração do combustível e do comburente, pode-se desenvolver a reação de queima no equipamento, obtendo-se os produtos majoritários, bem como a concentração dos prováveis produtos minoritários. Para o cálculo da reação de combustão do processo em questão, pode-se admitir o gás natural como formado apenas pelo gás metano. Pode-se também assumir que os reagentes e os produtos da combustão se comportam como gás perfeito e que a reação de queima seja completa. Assim, com as vazões de combustível e

comburente lidas no painel de controle do forno, chega-se à reação de queima para o processo em análise, conforme a equação (4.2) para uma concentração molar de 1 kmol de combustível, ou à Tabela 4.3 para a real concentração dos reagentes e produtos.

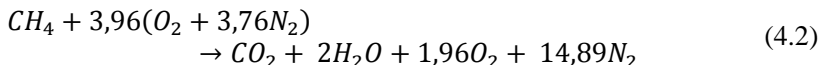


Tabela 4.3 - Concentração molar dos reagentes e produtos na operação analisada.

Componente	Concentração molar ($\times 10^{-4}$ kmol/m ³)	
	Reagente	Produto
Metano - CH ₄	2,46	-
Oxigênio - O ₂	9,77	4,85
Nitrogênio - N ₂	36,74	36,74
Dióxido de carbono - CO ₂	-	2,46
Água - H ₂ O	-	4,92

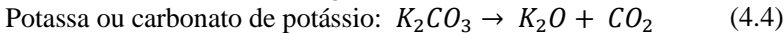
Transformando os valores encontrados na Tabela 4.3 para a base volumétrica, e excluindo a participação do vapor d'água nos produtos, obtém-se os valores teóricos de concentração, dados na Tabela 4.4. Um pequeno furo na chaminé, na parte externa à fábrica, foi feito para a coleta de cinco amostras dos gases pelo analisador de gases Testo 350S, sendo as mesmas resfriadas e em base seca. Os resultados obtidos são apresentados também na Tabela 4.4, a qual ainda indica o valor médio, adotado para comparação com os valores teóricos.

Tabela 4.4 - Concentração dos gases da combustão, calculados e medidos.

Concentração teórica calculada				
	O ₂ (%)	CO ₂ (%)	N ₂ (%)	NO _x (%)
	11,01	5,59	83,40	
Concentração medida (Texto - 350S)				
Amostra	O ₂ (%)	CO ₂ (%)	N ₂ (%)	NO _x (%)
1	11,97±0,2	7,18±0,3	80,84	0,01
2	11,91±0,2	7,21±0,3	80,86	0,02
3	11,97±0,2	7,18±0,3	80,83	0,02
4	12,27±0,2	6,93±0,3	80,78	0,02
5	12,28±0,2	6,88±0,3	80,83	0,01
Média	12,08±0,2	7,08±0,3	80,83±0,03	0,02±0,00
Diferença entre as concentrações (%)				
	9,7	26,6	3,1	

Pode-se perceber na Tabela 4.4 a presença das espécies minoritárias, dadas por NO_x , o qual é a soma do óxido nítrico (NO), e o dióxido de nitrogênio (NO_2). No entanto, sua participação na composição dos gases é pequena como esperado, todavia sendo indesejável, devido aos riscos ambientais pela formação de ácido nítrico.

Tendo como base os valores calculados, a diferença percentual entre os valores das concentrações medidas e calculadas é obtida. As principais diferenças se encontram nas concentrações de dióxido de carbono e oxigênio, podendo ser explicadas pela liberação destes gases também em algumas das reações químicas do vidro cristal, conforme sugere Navarro (1991), e Maia (2003), a partir das equações (4.3) a (4.5).



Acredita-se que estas e outras reações semelhantes (não se teve acesso a composição exata do vidro cristal), ocorram na massa fundida, liberando os gases em questão mesmo que em pequenas quantias, uma vez que, o processamento da massa ocorre durante o período vespertino e início do período noturno, quando o forno opera em temperaturas mais elevadas. Outro fator que pode alterar as concentrações seria o não equilíbrio da reação de queima, diferentemente da hipótese assumida, quando se descreveu a reação pela equação (4.2). A sua influência maior pode ocorrer pelo uso de uma câmara de combustão curta, com baixo tempo de residência para o processamento das reações.

Vale ainda ressaltar que, como esperado, em função dos elevados valores de ar injetados no forno, a principal constituição dos gases resultantes da combustão é dada por nitrogênio e oxigênio, constatado tanto nos cálculos teóricos, como nas medições, acarretando grande perda de calor com os gases liberados pela chaminé, como será visto na sequência, com o balanço de energia realizado a partir das medições.

4.5 BALANÇO DE ENERGIA DO CONJUNTO FORNO-RECUPERADOR

De posse dos dados obtidos durante as medições foi possível a realização do balanço de energia para o conjunto forno-recuperador, e

apenas para o forno. Tal distinção é realizada, uma vez que, por questões computacionais, apenas o domínio do forno foi simulado com o software comercial CFX, conforme o próximo capítulo. A Figura 4.2 mostra os resultados do balanço experimental de energia para o conjunto.

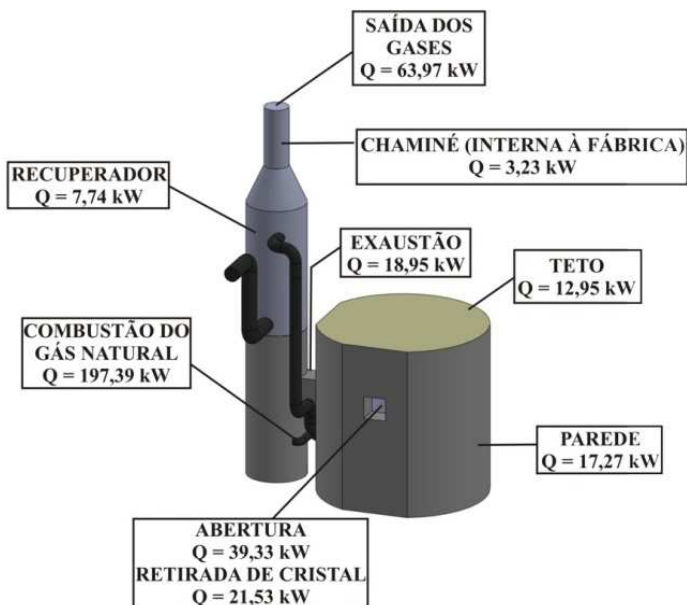


Figura 4.2 - Esquema do balanço de energia para o conjunto forno-recuperador a partir dos dados experimentais.

Assumindo que 95% da vazão injetada no forno se encaminha para o recuperador, os resultados da Figura 4.2 foram obtidos, sendo apresentados de forma mais detalhada na Tabela 4.5, a qual também traz a participação de cada região na taxa de calor entregue e perdida pelo conjunto.

Tabela 4.5 - Resultado do balanço de energia experimental para o conjunto forno-recuperador.

Descrição		Valor (kW)		Participação (%)		
IN	Combustão do gás natural	197,4		100		
	Total	197,4		100		
OUT	Chaminé	Rad.	1,3	3,2	0,7	1,7
		Conv.	1,9		1,0	
	Exaustão	Rad.	15,9	19,0	8,6	10,3
		Conv.	3,1		1,7	
	Teto	Rad.	7,3	12,9	3,9	6,9
		Conv.	5,6		3,0	
	Parede	Rad.	9,4	17,3	5,1	9,4
		Conv.	7,9		4,3	
Abertura	Rad.	29,6	39,3	16,0	21,2	
	Calor sensível	9,7		5,2		
Recuperador	Rad.	3,1	7,7	1,7	4,2	
	Conv.	4,6		2,5		
Saída dos gases		64		34,6		
Retirada de cristal		21,5		11,7		
Total		184,9		100		
DIFF	Entrada - Saída	12,5		6,3		

Contabilizando como entrada (IN), a injeção de gás natural no forno, para combustão do mesmo com o ar pré-aquecido, e saída (OUT), todas as formas pelas quais a energia deixa o equipamento, obtem-se aproximadamente 6% de diferença (DIFF). Uma vez que a energia empregada para aquecimento do comburente provém da queima do combustível, esta parcela não é computada como entrada por estar dentro do volume de controle assumido para o conjunto (Figura 3.14).

As trocas de calor por convecção (Conv.), e radiação (Rad.), são calculadas conforme as equações (3.8), e (3.14), respectivamente, representando a maior saída de energia. Destacam-se aqui a abertura (considerada um corpo negro para a radiação, e perdendo calor sensível através da hipótese de 5% da vazão total dos gases deixando o forno por este orifício), e exaustão dos gases (ligação entre o forno e o recuperador), seguido pelas perdas pela parede e teto do equipamento. Com relação às demais formas de liberação de energia, destaque deve ser dado à saída dos gases através da chaminé, carregando calor considerável na forma de calor sensível.

A perda pela abertura de extração é inerente ao processo e pouco pode ser feito para reduzi-la. Os demais pontos podem ter sua participação diminuída na saída de energia, a partir do aumento do isolamento, bem como pelo aumento na eficiência do trocador. Também pode se reduzir a parcela de calor sensível liberada pela chaminé, através do aproveitamento da mesma em algum processo secundário da fábrica.

4.6 BALANÇO DE ENERGIA DO FORNO

A Figura 4.3 apresenta o balanço de energia do forno apenas.

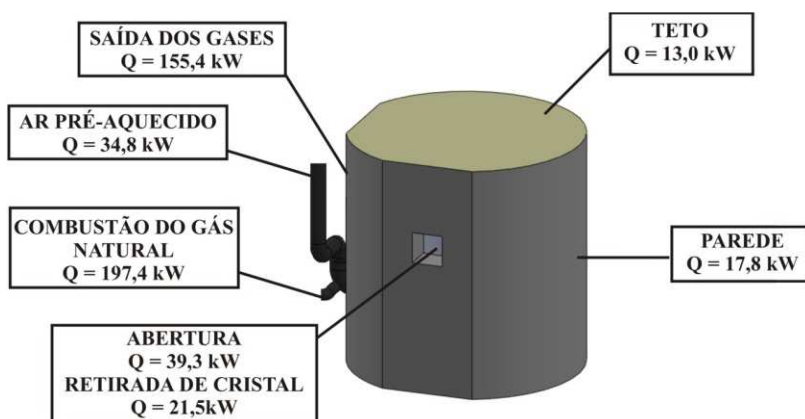


Figura 4.3 - Esquema do balanço experimental de energia para o forno apenas.

Como mostrado na Figura 4.3, foram excluídos dos cálculos o recuperador, e a chaminé. A Tabela 4.6 apresenta os valores calculados, bem como suas participações no montante total de energia.

Tabela 4.6 - Resultados do balanço experimental de energia para o forno apenas.

Descrição		Valor (kW)		Participação (%)		
IN	Combustão do gás natural	197,4		85		
	Ar pré-aquecido	34,8		15		
	Total	232,2		100		
OUT	Teto	Rad.	7,3	12,9	3,0	5,3
		Conv.	5,6		2,3	
	Parede	Rad.	9,7	17,8	3,9	7,2
		Conv.	8,1		3,3	
	Abertura	Rad.	29,6	39,3	12,0	15,9
	Calor sensível	9,7	3,9			
	Retirada de cristal	21,5		8,7		
	Saída dos gases	155,4		62,9		
	Total	246,9		100		
DIFF	Entrada - Saída	-14,7		6,3		

O aporte de energia injetado no forno (IN), constitui-se na queima do gás natural e no ar pré-aquecido no recuperador. Já, a saída de energia (OUT), ocorre através das trocas de calor, liberação dos gases e retirada de material. A diferença entre estes valores (DIFF), é de aproximadamente 6%.

O maior montante de energia retirado do forno ocorre na saída dos gases, seguido pela perda de calor via abertura de extração, e pelas superfícies (parede e teto). Uma vez que parte da energia carregada com os gases resultantes da combustão é empregada no pré-aquecimento do ar, esta parcela não necessita ser considerada como calor perdido de fato. Já, para os demais pontos, as considerações feitas no tópico anterior permanecem válidas.

A diferença no calor trocado pela parede do balanço do conjunto e do forno ocorre devido à mudança de área na região da exaustão: enquanto no primeiro caso a espessura de isolante é subtraída da área total de troca da parede, no segundo caso esta camada é inexistente, sendo assim a área computada para o forno levemente superior.

5 MODELAGEM NUMÉRICA

Neste capítulo a abordagem numérica realizada para o problema em questão será apresentada. Inicialmente um estudo sobre a influência do excesso de ar no desempenho do conjunto forno-recuperador, e da eficiência do recuperador foi desenvolvido no software comercial EES, segundo o equacionamento apresentado nos capítulos anteriores.

A fim de melhor entender o funcionamento do forno e para estudar novas melhorias no equipamento, simulações em CFD foram realizadas a partir do software comercial Ansys CFX, sendo os modelos empregados validados a partir da comparação entre os resultados experimentais e numéricos. As hipóteses e simplificações anteriormente comentadas foram empregadas e os resultados obtidos abrangem o campo de temperatura nos diferentes domínios simulados (cavidade, vidro cristal, cadinho e camadas do forno), o escoamento no interior do forno, concentração de NO_x , e a influência da regulagem na chaminé. A descrição e justificativas da malha, modelos numéricos, e método de convergência adotados são apresentados, encerrando-se o capítulo com os resultados numéricos obtidos, assim como a comparação com os dados experimentais.

5.1 ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DO CONJUNTO FORNO-RECUPERADOR

Para demonstrar a influência do excesso de ar no desempenho do forno e do recuperador, e estudar a eficiência do trocador de calor empregado na operação, um programa iterativo foi desenvolvido no software comercial EES, conforme a modelagem sugerida por Incropera e DeWitt (2003). O cálculo foi executado para trocadores com correntes paralelas, incluindo cálculos termodinâmicos para obtenção da temperatura de chama adiabática (usada como referência).

Com base nas configurações, dimensões do forno e do recuperador, bem como valores das temperaturas medidas, o coeficiente global de troca foi obtido para o recuperador. Conforme as perdas de calor para o meio, segundo o balanço de energia experimental (Tabela 4.5), e considerando as mesmas constantes (Figura 5.1), estimou-se a temperatura dos gases que passam pelo trocador – equações (5.1) à (5.5).

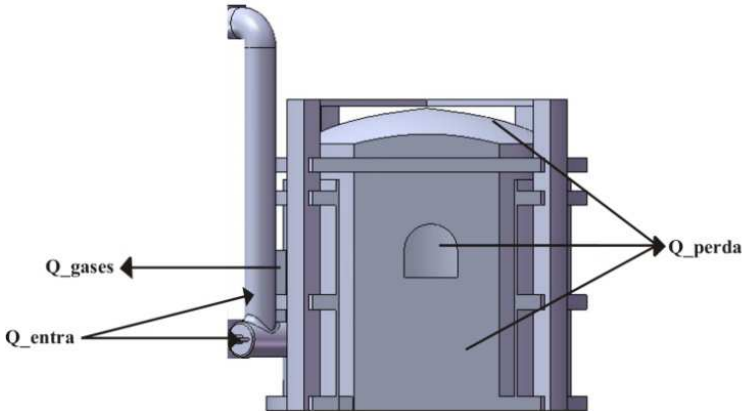


Figura 5.1 - Esquema mostrando o cálculo da temperaturas dos gases que deixam o forno via exaustão (parcelas de calor empregadas).

$$\dot{Q}_{gases} = (1 - perdas)\dot{Q}_{entra} \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{m}_{gases}(h_{gases,1} - h_{gases,ref}) \quad (5.2)$$

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (5.3)$$

$$\dot{Q}_{entra} = \dot{m}_{GN}PCI_{GN} + \dot{m}_{ar}(h_{ar,aq} - h_{ar,ref}) \quad (5.4)$$

$$perdas = \frac{\dot{Q}_{perda}}{\dot{Q}_{entra}}; \quad (5.5)$$

sendo \dot{Q}_{gases} a taxa de calor associada aos gases que deixam o forno via exaustão. A taxa de energia injetada, chamada \dot{Q}_{entra} , é obtida a partir das vazões de combustível (\dot{m}_{GN}), e comburente (\dot{m}_{ar}), multiplicadas pelo poder calorífico do gás (PCI_{GN}), e a diferença de entalpia do ar pré-aquecido ($h_{ar,aq}$), e à temperatura de referência ($h_{ar,ref} = 25^\circ C$), respectivamente. A participação das perdas de calor - $perdas$ - para o meio por convecção, radiação, e na extração - \dot{Q}_{perda} - é dada pela razão entre tais perdas e a taxa de energia injetada. Já a diferença entre a unidade e esta fração é a quantia de energia que aquece a massa de gases no forno (\dot{m}_{gases}) do estado de referência ($h_{gases,ref} = 25^\circ C$) até a temperatura dos gases na exaustão, na entrada do recuperador ($h_{gases,1}$).

A fim de demonstrar a influência do excesso de ar no funcionamento do equipamento, mantendo constante a vazão de gás

natural, calculou-se a variação na temperatura dos gases que deixam o forno e entram no recuperador, bem como na temperatura de chama adiabática. Para esta última, conforme a equação (2.1), admitiu-se uma redução de aproximadamente 5% no valor calculado, devido à ocorrência de dissociações, como sugere a literatura (Turns, 2000). Vale à pena ressaltar que a temperatura de chama adiabática é um valor idealizado, servindo de parâmetro para análise do desempenho do equipamento térmico real (Baukal, 2000). De posse dessas informações, a Figura 5.2 apresenta os resultados obtidos para os gases na entrada do recuperador, e para a temperatura de chama adiabática nas mesmas condições.

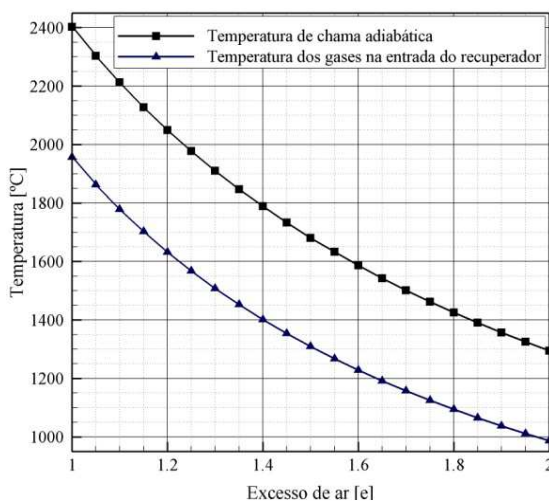


Figura 5.2 - Influência do excesso de ar na temperatura de chama adiabática e dos gases na entrada do recuperador.

Como esperado, as temperaturas são reduzidas com o aumento do excesso de ar, resultando em uma taxa menor de energia disponível para manter o forno em operação. A temperatura calculada corresponde à saída do forno e entrada dos gases no recuperador, esperando-se temperaturas um pouco superiores no interior do equipamento, porém ainda inferiores à temperatura de chama adiabática, devido às perdas para o meio e à absorção na massa de vidro cristal.

Os resultados obtidos na Figura 5.2 são influenciados pelo aquecimento do ar de combustão, como comentado nos capítulos

anteriores. A relação entre o excesso de ar e os valores obtidos para o pré-aquecimento do comburente são apresentados na Figura 5.3.

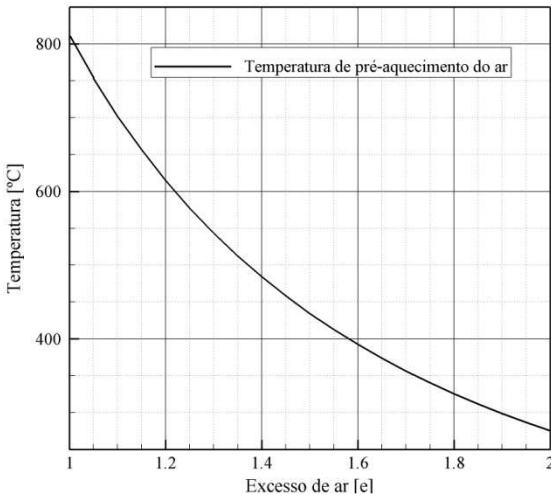


Figura 5.3 - Influência do excesso de ar no pré-aquecimento do ar de combustão.

A tendência de redução nas temperaturas de pré-aquecimento do ar de combustão se mantém com o aumento do excesso de ar, como pode ser percebido na Figura 5.3. Isto ocorre devido às menores temperaturas alcançadas pelos gases resultantes da combustão, juntamente com o aumento na massa de ar a ser aquecida.

As temperaturas alcançadas pelos gases e ar de combustão estão relacionadas com a efetividade do recuperador de calor, como descrito no Capítulo 3. Adotando a modelagem sugerida por Incropera e DeWitt (2003), chegam-se aos resultados da Figura 5.4, conforme a equação (2.16), para a taxa de calor trocada pelos fluidos e a equação (2.19), para a efetividade do trocador.

O recuperador é também influenciado pelo excesso de ar. Sua efetividade aumenta com a diminuição do excesso, em função das maiores temperaturas obtidas, e com a redução na vazão que passa pelo dispositivo. O baixo desempenho é esperado, devido à configuração simples, e à reduzida área de troca (Deshmukh, 2005). O aumento da efetividade eleva a troca de calor entre os fluidos, resultado também apresentado na Figura 5.4.

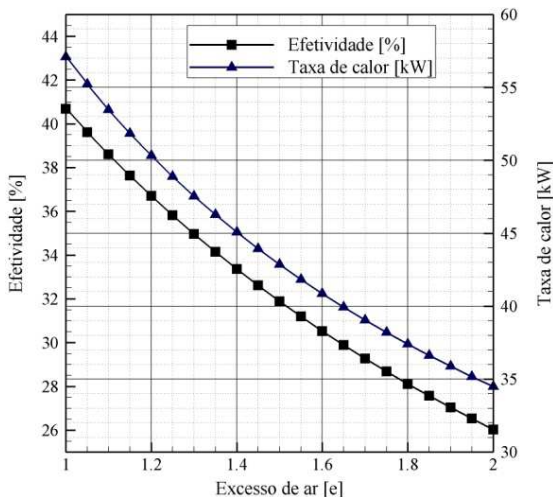


Figura 5.4 - Influência do excesso de ar na efetividade do recuperador e taxa de calor trocada entre os fluidos.

Considerando a redução no excesso de ar, demonstra-se a possibilidade de diminuir o consumo de combustível. Neste caso, admitiu-se que a quantidade de energia injetada no forno permanece igual à configuração das medições. Os resultados em vazão e percentuais são apresentados na Figura 5.5.

Com a redução do excesso de ar e aumento em sua temperatura, uma menor vazão de gás natural se torna necessária, podendo tal redução se aproximar de 11%, ou 16,5 Nm³/h. No caso de trabalhos na faixa de 20% de excesso, como recomenda Bazzo (1995), para a combustão com gás natural, a redução é de 10% no valor das medições, ou, aproximadamente 16,8 Nm³/h.

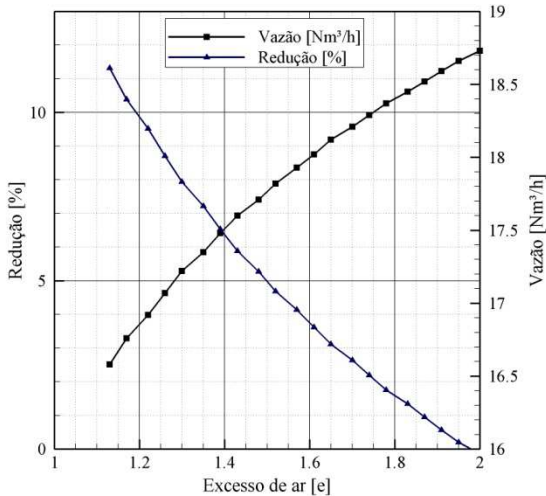


Figura 5.5 - Redução percentual e volumétrica no consumo de gás natural, para uma taxa constante de energia inserida no forno.

Vale ressaltar que, os resultados obtidos anteriormente se baseiam, além das hipóteses já citadas, em simplificações na composição do gás natural - formado apenas pelo gás metano - e do ar - composto somente por oxigênio e nitrogênio - e no comportamento de gás ideal para combustível e comburente. Assim, os valores reais podem diferir dos valores calculados, no entanto, a análise ainda se mostra interessante e rápida para estudar e sugerir algumas modificações, como redução na vazão de ar injetada, e melhora do recuperador empregado no processo.

5.2 ANÁLISE NUMÉRICA DO FORNO DE FUSÃO DE VIDRO CRISTAL EM CFD

A fim de realizar uma análise mais profunda do problema térmico concernente à etapa de extração de vidro cristal no forno foi realizada a simulação do equipamento no software comercial Ansys CFX. Malhas estruturadas e não-estruturadas foram geradas no programa ICEM, sendo as equações de conservação resolvidas segundo o método dos volumes finitos. Adotou-se os modelos de função de parede escalonável para resolução das equações na interface fluido-sólido, RANS e κ - ϵ na questão da turbulência, Eddy Dissipation, de passo único no modelo de combustão do gás natural, e DTRM com meio

participante no que diz respeito à radiação no interior da cavidade. Os resultados são apresentados no final deste capítulo.

5.2.1 Emprego de CFD, malha adotada e Método dos Volumes Finitos

A utilização da Mecânica dos Fluidos Computacional na predição do funcionamento e melhoria do desempenho de equipamentos é cada vez mais difundida e vantajosa, devido ao avanço na capacidade de processamento e armazenamento dos computadores (Maliska, 2004). Além da relativa rapidez na obtenção de resultados, a modelagem numérica pode ser empregada em caráter preditivo, evitando que cenários muito arriscados ou caros sejam testados em sistemas de combustão industriais em operação (Baukal, 2000).

Para realizar o estudo térmico do forno é necessário definir o domínio de interesse, onde as equações que regem o problema físico são resolvidas em pontos discretos. Como descrito no Capítulo 3, o forno analisado é formado pelo calço, para sustentação do cadinho e massa de vidro cristal, por três camadas de parede (duas de refratário, e uma de isolante), além da cavidade onde circulam os gases resultantes da combustão, conforme as Figura 5.6 à Figura 5.9.

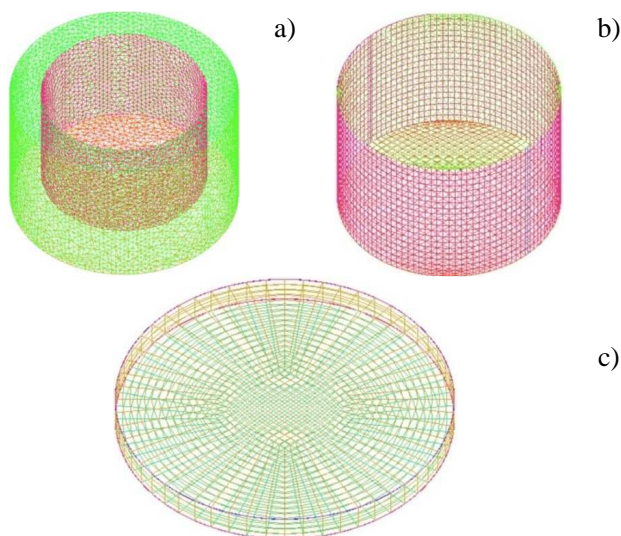


Figura 5.6 - Esquema mostrando as malhas geradas para o cadinho (a), massa de vidro cristal (b), e calço (c).

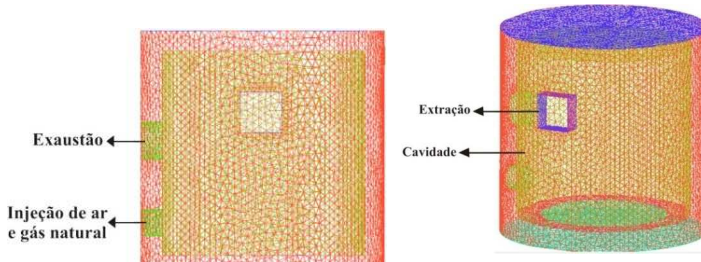


Figura 5.7 - Esquema mostrando a malha gerada para a camada interna da parede do forno em refratário (mulita).

As demais camadas de parede não são apresentadas, pois diferem da Figura 5.7 apenas em dimensão, conforme a Tabela 3.1. Ainda, por questão computacional, três domínios adicionais de formato tubular, com as propriedades e espessuras das camadas de parede foram criados, servindo de elo entre as entradas de ar e combustível, a fim de garantir que as velocidades de injeção fossem respeitadas, conforme as Figura 5.8 e Figura 5.9.

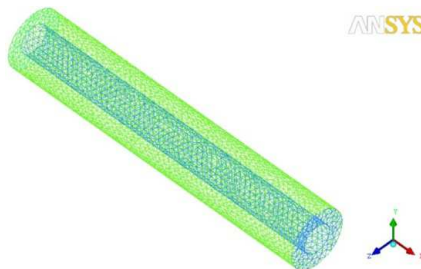


Figura 5.8 - Separação entre as injeções de ar (exterior) e gás natural (interior).

Foram empregadas malhas estruturadas e não estruturadas na simulação, sendo o primeiro tipo adotado nas geometrias mais simples (calço e massa de vidro cristal), e o segundo nos demais domínios. Optou-se pelo emprego de diferentes malhas, de acordo com a complexidade da geometria, em função do tempo despendido para a geração de uma malha hexaédrica aceitável, bem como pela capacidade computacional para refino das malhas tetraédricas, não apenas nas regiões com elevados gradientes, mas ao longo de todos os domínios, em função das dimensões reduzidas do equipamento.

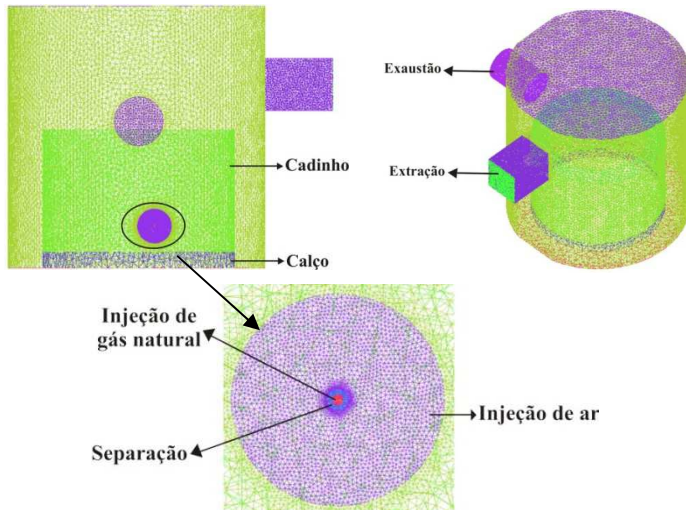


Figura 5.9 - Esquema da malha gerada para a simulação do escoamento dos gases resultantes da combustão.

A Tabela 5.1 apresenta as características das malhas.

Tabela 5.1 - Característica das malhas adotadas em cada domínio de simulação.

Domínio	Malha	Tamanho máximo do elemento (mm)	Número de nós
Calço	Hexaédrica	100	5045
Massa de vidro cristal	Hexaédrica	100	18000
Cadinho	Tetraédrica	100	25909
Mulita (isolante interno)	Tetraédrica	80	28107
Separação (mulita)	Tetraédrica	3	13646
RB4 (isolante intermediário)	Tetraédrica	80	29908
Separação (RB4)	Tetraédrica	3	10181
Isolante externo	Tetraédrica	100	35239
Separação (isolante)	Tetraédrica	3	9963
Cavidade	Tetraédrica	80	192468
Total			368466

Nas malhas hexaédricas, além das reduzidas dimensões dos domínios, a resolução apenas da Equação da Energia possibilitou o emprego de menor número de elementos. Nos demais domínios sólidos, a utilização de malhas não-estruturadas foi compensada por um maior refino.

A simulação da parte fluida se dá na cavidade, onde ocorre a combustão do ar pré-aquecido e do gás natural, além do escoamento dos gases resultantes da combustão. Este é o domínio de maior malha, apresentando refino nas regiões de injeção de combustível e comburente (Figura 5.9), na exaustão dos gases e na abertura. Nestas áreas o tamanho máximo do elemento não ultrapassou a dimensão dos respectivos locais, conforme a Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Informações das regiões refinadas na cavidade.

Local	Dimensões	Tamanho máximo do elemento
Queimador	Injeção de gás natural 1 cm (diâmetro)	1
	Separação 2 cm (diâmetro)	1
	Injeção de ar 20 cm (diâmetro)	7
Abertura	30 cm x 30 cm	25
Exaustão	28 cm (diâmetro)	20

O tamanho máximo do elemento, apresentado nas Tabela 5.1 e Tabela 5.2, diz respeito ao máximo tamanho que o elemento de malha pode atingir. De acordo com a dimensão do domínio e equações resolvidas foram adotados diferentes tamanhos, sempre inferior ao tamanho total da região, conforme comentado.

Uma vez gerada a malha, o conjunto de equações que representa matematicamente o problema pode ser resolvido de formas diferentes. O software empregado adota o Método dos Volumes Finitos. Este método obtém as equações aproximadas satisfazendo a conservação de cada variável em nível de volumes elementares (Maliska, 2004). Ainda, conforme Baukal (2000), o método é amplamente usado nos códigos comerciais de CFD, configurando-se na criação de volumes de controle ao redor dos nós, onde as propriedades são avaliadas.

Embora o forno apresente predominantemente o formato circular, a resolução do problema foi feita a partir de coordenadas cartesianas no software. Assim, as equações algébricas são integradas sobre cada volume, gerando o conjunto de equações a seguir para cada nó:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0 \quad (5.6)$$

$$V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} = 0 \quad (5.7)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho U_i dV + \int_S \rho U_j U_i dn_j = - \int_S P dn_j \quad (5.8)$$

$$+ \int_S \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_S S_{U_i} dV$$

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^0 U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} \quad (5.9)$$

$$+ \sum_{ip} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right]_{ip} + \overline{S_{U_i}} V$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \varphi dV + \int_S \rho U_j \varphi dn_j \quad (5.10)$$

$$= \int_S \Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_S S_\varphi dV$$

$$V \left(\frac{\rho \varphi - \rho^0 \varphi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \varphi_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{eff} \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_\varphi} V \quad (5.11)$$

;

as equações (5.6) e (5.7) são a forma integral e discreta da Equação da Continuidade, respectivamente, já as equações (5.8) e (5.9) dizem respeito à Conservação da Quantidade de Movimento, e as equações (5.10), e (5.11) à conservação de uma propriedade escalar qualquer (entalpia, espécies químicas, etc.). Os subíndices V e S denotam integral de volume e superfície, respectivamente, sendo o primeiro o caso de termos fonte ou acumuladores, enquanto o segundo diz respeito a fluxos que atravessam a superfície analisada do volume de controle. Ainda, dn_j é a componente diferencial cartesiana do vetor normal à superfície (com

sentido contrário a ela), \dot{m}_{ip} representa a vazão atravessando a fronteira analisada ($\rho U_j \Delta n_j$), V é o volume de controle, Δt é o intervalo de tempo empregado para avanço da solução numérica, enquanto Δn_j é o vetor discreto normal à superfície, e o expoente 0 se refere ao passo de tempo anterior.

Empregando o esquema numérico Upwind Difference Scheme (UDS) - bastante robusto para simulações de CFD - nos termos advectivos das equações, a simulação numérica adotou os modelos a seguir descritos para a representação dos fenômenos físicos e químico que regem o problema.

5.2.2 Modelo de turbulência e função de parede

Em escoamentos turbulentos as equações de Navier Stokes normalmente são muito complicadas para serem resolvidas analítica e numericamente, sendo usualmente necessárias aproximações - os chamados Modelos de Turbulência - no lugar da técnica numérica Direct Numerical Simulation (DNS), onde tais equações são resolvidas para escalas de comprimento e tempo pequenas o suficiente, capturando toda a física do problema.

Nesta dissertação, um modelo estatístico de turbulência é empregado - devido à escala de tempo do escoamento ser muito maior que a escala das flutuações turbulentas - decompondo as componentes da velocidade em média e flutuação, gerando as Equações Médias de Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations - RANS). Para fechamento do sistema de equações, assume-se a hipótese de Boussinesq; que os tensores de Reynolds (derivados da decomposição das componentes em média e flutuações) são proporcionais ao gradiente dos valores médios das propriedades em questão, adotando o método de duas variáveis κ - ϵ .

As propriedades médias são avaliadas segundo uma ponderação pela densidade, através da Média de Favre, conforme a equação (5.12):

$$\tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho\phi}}{\bar{\rho}} \quad (5.12)$$

com $\tilde{\phi}$ indicando que a variável ϕ é ponderada segundo a média de Favre, e $\bar{\rho}$ sendo a densidade.

A Equação da Continuidade é modificada como segue:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{U}_j) = 0 \quad (5.13)$$

com o valor médio da densidade dado por $\bar{\rho}$, e a velocidade ponderada segundo a média de Favre (\tilde{U}_j). Os reagentes e produtos que participam da combustão são representados conforme a equação (5.14).

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{Y}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{U}_j \tilde{Y}_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{i,eff} \frac{\partial \tilde{Y}_i}{\partial x_j} \right) + S_i \quad (5.14)$$

$$\frac{1}{\bar{\rho}} = \sum_i^{N_p} Y_i \frac{1}{\rho_i} \quad (5.15)$$

$$\Gamma_{i,eff} = \Gamma_i + \frac{\mu_t}{Sc_t} \quad (5.16)$$

Na equação (5.14) a fração mássica do componente i é dada por \tilde{Y}_i , e a densidade média da mistura ($\bar{\rho}$), obtida conforme a equação (5.15). O primeiro termo do lado direito da equação (5.14) é o termo difusivo, conforme a equação (5.16), onde Γ_i diz respeito ao coeficiente de difusão molecular da espécie i , μ_t é a viscosidade dinâmica turbulenta, e Sc_t corresponde ao Número de Schmidt para escoamentos com alta escala de turbulência.

Partindo para a Equação da Conservação da Quantidade de Movimento, assumindo ponderação com relação à densidade, e hipótese de Boussinesq, obtém-se a equação (5.17).

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{U}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{U}_i \tilde{U}_j) = & - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \tilde{S}_{M,i} \end{aligned} \quad (5.17)$$

O somatório de forças de corpo atuando em cada componente é representado por $\tilde{S}_{M,i}$. Por sua vez, a viscosidade efetiva é dada pela equação (5.18):

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (5.18)$$

Já, a modificação na Equação da Conservação da Energia (desconsiderando o trabalho viscoso nesta dissertação), resulta em:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho}h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{U}_j h_{tot}) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \tilde{S}_E \end{aligned} \quad (5.19)$$

com a entalpia total dada por $h_{tot} = h + \frac{1}{2}\tilde{U}_i^2 + k$, e $k = \frac{1}{2}\overline{u_i^2}$. λ é a condutividade térmica, e Pr_t o Número de Prandtl para escoamento turbulento.

A fim de obter a solução dos tensores de Reynolds, que surgem nas Equações Médias de Navier-Stokes, empregou-se o modelo de duas equações κ - ε para o problema de fechamento. Este sugere que a turbulência é formada por pequenos redemoinhos continuamente formados e destruídos. A opção surge da boa relação entre o esforço computacional e os resultados obtidos, sendo o modelo mais empregado e conhecido na simulação de processos reais de engenharia por sua estabilidade e robustez. Nele, a energia turbulenta κ é relacionada com a taxa de dissipação ε , conforme a equação (5.20):

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.20)$$

onde C_μ é uma constante. Os valores da energia turbulenta e da taxa de dissipação são obtidos das equações diferenciais de transporte para tais variáveis, conforme segue, ignorando a ação do empuxo neste trabalho.

$$\frac{\partial(\bar{\rho}k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{U}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \bar{\rho}\varepsilon \quad (5.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho}\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{U}_j \varepsilon) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho}\varepsilon) \end{aligned} \quad (5.22)$$

$C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_k$, e σ_ε são constantes. Já o termo P_k , referente à criação de turbulência devido ao cisalhamento é modelado segundo a equação (5.23).

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} \quad (5.23)$$

A Tabela 5.3 apresenta os valores adotados para as constantes (valores padrões do software).

Tabela 5.3 - Valores adotados para as constantes de turbulência na simulação.

Modelo	C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$
$k-\varepsilon$	0,09	1,00	1,30	1,44	1,92

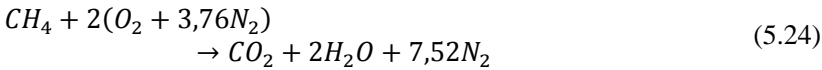
Segundo a literatura, este modelo não é recomendado para casos onde ocorram linhas de corrente curvas. No entanto, tal deficiência é corrigida no software, a partir de modificações no termo de produção P_k , baseadas no trabalho de Spalart e Shur (1997). Maiores informações podem ser encontradas em ANSYS CFX-Solver Theory Guide (2011).

A fim de relacionar a parede com sua camada próxima, suposta turbulenta (conforme o escoamento), adota-se a Função de Parede, a qual conecta a camada limite viscosa à parede por fórmulas empíricas para o escoamento e as equações turbulentas de transporte. Neste trabalho, ao se adotar o modelo κ - ε , conseqüentemente se emprega a função de parede escalonável, que permite o emprego de malhas refinadas e resultados pertinentes para a região.

5.2.3 Modelo de combustão

Adotou-se o modelo Eddy Dissipation (EDM), empregado para uma ampla faixa de escoamentos reativos turbulentos com chama pré-misturada e difusiva, devido a sua simplicidade e robustez na predição de equipamentos industriais. Baseado na reação de Westbrook and Dryer (1981), e passo único para a combustão do metano com ar – equação (5.24) – o modelo simplifica as mais de 270 reações elementares e quase 50 espécies químicas envolvidas no processo real (Turns, 2000). Assim, as espécies minoritárias não são consideradas

durante os cálculos, prevendo-se o escoamento e transferência de calor no interior do equipamento (Baukal, 2000).



Na equação (5.14) - Conservação das Espécies Químicas - o último termo é referente à taxa de reação química do componente i , dado pela equação (5.25).

$$S_i = W_i \sum_{k=1}^K (v_{ki}'' - v_{ki}') R_k \quad (5.25)$$

$$\left[\sum_{i=A,B,C,\dots}^{N_C} v_{ki}' i \leftrightarrow \sum_{i=A,B,C,\dots}^{N_C} v_{ki}'' i \right] \quad (5.26)$$

W_i é a massa molecular do componente i , o qual é considerado nas K reações elementares em que participa, possuindo o coeficiente estequiométrico v'' nas reações onde aparece como produto e v' nas reações onde participa como reagente. Ainda R_k é a taxa elementar de progresso da reação k , sendo calculada de acordo com o modelo adotado. Os coeficientes estequiométricos podem ser tirados da equação (5.24), e N_C diz respeito ao número de componentes.

O modelo EDM é uma variação do modelo Eddy Break-up (EBU), o qual, segundo Warnatz (2006), é um modelo empírico que utiliza o conceito "*misturou, queimou*". Assume-se que a reação química seja rápida quando comparada com o processo de transporte do escoamento, e diretamente relacionada com o tempo de mistura dos reagentes em nível molecular.

Ligada à energia turbulenta cinética κ e à taxa de dissipação ε , a taxa de progresso da reação elementar k é calculada segundo o menor valor das equações (5.27) e (5.28).

$$R_k = A \frac{\varepsilon}{k} \min \left(\frac{[i]}{v_{ki}'} \right) \quad (5.27)$$

$$R_k = AB \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\sum_P (i) W_i}{\sum_P v_{ki}'' W_i} \right); \quad (5.28)$$

A equação (5.27) referencia a concentração molar do componente i ($[i]$), onde o mesmo atua como reagente, enquanto a equação (5.28) analisa todos os produtos na reação elementar k . A é uma constante de proporcionalidade, enquanto B se refere a um parâmetro numérico que indica se a reação é de simples ou múltiplas etapas. Ambas constantes são obtidas a partir de testes experimentais, apresentando-se como uma limitação do modelo.

5.2.3.1 Formação de NO_x

Embora o modelo de combustão adotado não considere as espécies minoritárias envolvidas na queima do metano, um modelo de formação de NO_x (NO , e/ou NO_2) está integrado ao software CFX, computando a formação destes elementos no processo. Tal abordagem é utilizada, pois a concentração de NO_x é normalmente bem inferior as demais concentrações de interesse, sendo resolvida uma única vez, após a convergência do campo de escoamento.

Diferentes causas geram NO_x , principalmente NO , são elas:

- altas temperaturas;
- *prompt* NO – ataque de radicais livres hidrocarbonetos a moléculas de nitrogênio, gerando os precursores do NO ;
- presença de nitrogênio no combustível;
- N_2O - ataque de átomos de oxigênio a moléculas de nitrogênio para formação de óxido nitroso, e posterior reação com átomos de oxigênio, formando NO ;
- redução do NO devido a reações com hidrocarbonetos.

Nesta dissertação apenas a primeira causa foi considerada, por ser o processo predominante em equipamentos a altas temperaturas.

A Figura 2.3 apresenta o crescimento da participação das espécies minoritárias nos gases resultantes da combustão, com o aumento da temperatura. A liberação dos radicais O e N a altas temperaturas permite a formação de NO , de acordo com o mecanismo de Zeldovich:



sendo a última equação empregada apenas em casos abaixo ou próximos à estequiometria.

A taxa de reação é dada por:

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1[O][N_2] + k_2[N][O_2] + k_3[N][OH] \quad (5.32)$$

onde os valores das constantes são conseguidos a partir das equações (5.33) à (5.35), conforme Warnatz (1996).

$$k_1 = (1,8 * 10^{11}) \exp\left(-\frac{38370}{T}\right) \quad (5.33)$$

$$k_2 = (6,4 * 10^9) \exp\left(-\frac{3162}{T}\right) \quad (5.34)$$

$$k_3 = 3 * 10^{13} \quad (5.35)$$

A taxa de formação do átomo de nitrogênio pode ser calculada por equação similar à equação (5.32), sendo praticamente nula. Assim, a taxa de reação é simplificada para a equação (5.36).

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_1[O][N_2] \quad (5.36)$$

Com a concentração de nitrogênio sendo facilmente obtida da hipótese de equilíbrio dos gases resultantes da combustão, enquanto a concentração do radical oxigênio é estimada a partir de sua dissociação molecular. Maiores informações podem ser obtidas em Warnatz (2006), e ANSYS CFX-Solver Theory Guide (2011).

5.2.4 Modelo de radiação

Conforme comentado no Capítulo 3, a radiação é o principal modo de troca de calor nos fornos de alta temperatura. Sabe-se, no entanto, que apenas alguns componentes dos gases resultantes da combustão de fato participam das trocas radiativas, absorvendo e emitindo radiação. A propagação da energia radiativa é modelada de acordo com a equação (5.37):

$$\frac{dI_v(r, s)}{ds} = -(K_{av} + K_{sv})I_v(r, s) + K_{av}I_b(v, T) + \frac{K_{sv}}{4\pi} \int_{4\pi} dI_v(r, s')\Phi(s \cdot s')d\Omega' + S \quad (5.37)$$

onde o termo à esquerda corresponde à variação da intensidade de radiação $I_v(r, s)$ na posição e direção dos vetores r e s , respectivamente, ao longo do caminho ds . O primeiro termo à direita relaciona as perdas de intensidade devido à absorção pelo meio K_{av} , e difusão K_{sv} (coeficiente considerado nulo nesta dissertação), para fora da direção r , enquanto o segundo termo é o ganho devido à emissão espectral de corpo negro à temperatura absoluta T do meio. O terceiro termo diz respeito aos ganhos radiativos por espalhamento de todas as direções s' para a direção s , enquanto o último termo é referente a termos fontes (não existentes no processo analisado). O ângulo sólido ao longo do qual a radiação se propaga é dado por Ω' , enquanto Φ é chamada função de fase, relacionando o montante de radiação que sofre espalhamento na direção s com a difusão isotrópica na mesma direção. Um melhor entendimento dos termos pode ser obtido pela Figura 5.10 (adaptação de ANSYS FLUENT Theory Guide, 2011).

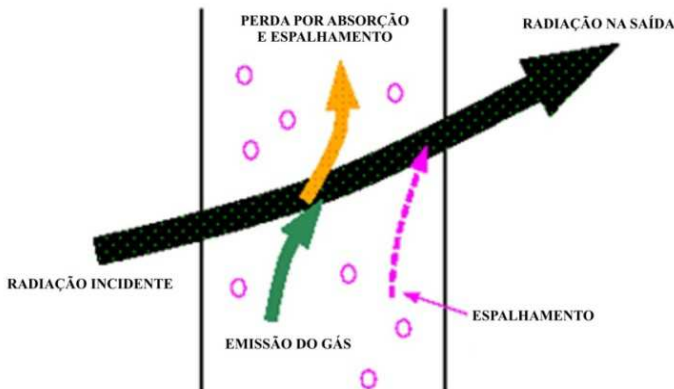


Figura 5.10 - Esquema da variação da intensidade radiativa

O Modelo de Transferência Discreta (DTRM), eficiente e preciso quando se usa resolução angular adequada, foi empregado. Utilizando uma amostra fixa de raios que saem do ponto analisado e atingem os pontos vizinhos, as quantidades de interesse são calculadas

antes do começo dos cálculos do escoamento, e armazenadas na memória do código, aumentando a eficiência computacional do programa. Por outro lado, a armazenagem inicial e única dos raios pode ser considerada sua principal desvantagem, uma vez que erros na obtenção da amostra são propagados e não corrigidos com o processo iterativo.

Técnica desenvolvida por Shah (1979), o modelo consiste em dividir a superfície do elemento analisado (sendo as quantidades físicas consideradas uniformes), em intervalos de ângulos sólidos, onde a radiação possa ser aproximada por um único raio. Traçado o domínio de interesse por raios, a equação de transferência é discretizada ao longo dos mesmos. Em cada face radiante valores discretos de ângulos polar, e azimutal são obtidos conforme o número de raios setados, sendo a direção dos mesmos calculada para passar no centro dos ângulos. Ao todo o quadrado do número de raios adotados é traçado na superfície do elemento, sendo o valor default do software 8, também empregado neste trabalho.

O fluxo radiativo espectral é dado pela equação (5.38):

$$q_v^R(r, n) = \int (s \cdot n) I_v(r, s) d\Omega_s \quad (5.38)$$

onde q_v é o fluxo radiativo, no local r , cujo vetor normal é n . Integrando a equação de transferência ao longo dos ângulos sólidos, o divergente do fluxo radiativo espectral é:

$$(-\nabla \cdot q_v^R) = K_a(G_v - 4E_{bv}) \quad (5.39)$$

sendo G_v a radiação incidente espectral, dada por $G_v \equiv \int I_v d\Omega_s$, enquanto E_{bv} diz respeito à emissão de corpo negro. Assim, o fluxo total de radiação é obtido integrando a equação (5.39) ao longo do espectro, conforme a equação (5.40).

$$\nabla \cdot q^R = \int_0^\infty K_{av} G_v dv - 4 \int_0^\infty K_{av} E_{bv} dv \quad (5.40)$$

Para o modelo DTRM e as simplificações assumidas neste trabalho, a equação (5.37) é simplificada para a equação (5.41).

$$\frac{dI_v(r, s)}{ds} = -K_{av}I_v(r, s) + K_{av}I_b(v, T) \quad (5.41)$$

Como comentado anteriormente, assumiu-se que o meio é homogêneo - equação (5.42) - com isto a equação (5.43) é resolvida para os raios que deixam as fronteiras.

$$I_v(r) \sim I_v(r + dr); \quad q_v^R(r) \sim q_v^R(r + dr) \quad (5.42)$$

$$I_v(r, s) = I_{v0} \exp[-(K_{av})s] + I_{bv} [1 - \exp(-K_a s)] \quad (5.43)$$

I_{v0} é a intensidade radiativa que deixa a fronteira e I_v a intensidade média. Integrando-se a intensidade ao longo de ângulos sólidos em pontos discretos se obtém a radiação incidente G , e o fluxo radiativo. Com a hipótese de homogeneidade, a solução é estendida para todo o domínio. A partir da hipótese de meio cinza, o cálculo é realizado uma única vez para todo o campo de intensidade da radiação.

5.2.5 Critérios de parada e condições de contorno

Para correta solução dos modelos são necessárias condições de contorno adequadas que descrevam o que acontece externamente ao domínio, quantificando assim os fenômenos analisados. Por se tratar de um processo iterativo, cujo resultado é uma aproximação dos valores reais, torna-se necessária a utilização de critérios de parada e convergência para obtenção dos resultados finais. Assim todas as variáveis de interesse foram consideradas convergidas apenas com seus respectivos balanços abaixo de 1%, e com erros máximos inferiores a 10^{-4} .

5.2.5.1 Injeção de ar e gás natural

Visando a simulação do forno apenas, não do queimador, a injeção de combustível e comburente foi contabilizada como entrada de ar e gás em orifícios concêntricos, na disposição apresentada na Tabela 3.1, conforme a Figura 5.9. Para garantir maior estabilidade computacional, valores de velocidade foram adotados como condição de contorno (Tabela 5.4), conforme as vazões mássicas lidas nas medições (Tabela 4.2).

Tabela 5.4 - Condições de contorno para a injeção de ar e gás natural.

Descrição	Ar	Gás natural	
Velocidade	u (m/s)	6,76	77,33
	v (m/s)	0	0
	w (m/s)	-6,76	-77,33
	ângulo (°)	-45	-45
	tangencial (m/s)	9,56	109,36
Temperatura (°C)	280	25	

A Figura 3.12 mostra o posicionamento do queimador, conseguindo-se simular o efeito tangencial da chama a partir de componentes cartesianas para a velocidade.

5.2.5.2 Superfícies externas do forno

Como comentado no Capítulo 3, as pequenas perdas de calor pelo piso do equipamento foram desconsideradas (superfície adiabática). Para a parede e teto do forno foi empregado o conceito de resistência equivalente, a fim de encontrar o coeficiente de troca que representasse as perdas por convecção e radiação, uma vez que o software não possibilita o cálculo separado destes fenômenos nas superfícies externas. As equações (5.44) à (5.46) apresentam o processo adotado, enquanto a Tabela 5.5 traz os valores obtidos nos cálculos.

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_s + T_{viz})(T_s^2 + T_{viz}^2) \quad (5.44)$$

$$R_{eq} = \left(\frac{1}{1/h_{rad}} + \frac{1}{1/h_{conv}} \right)^{-1} \quad (5.45)$$

$$h_{eq} = \frac{1}{R_{eq}} \quad (5.46)$$

h_{rad} é o coeficiente de troca radiativa, calculado de acordo com Incropera e DeWitt (2003), a partir da emissividade da superfície em questão (ε), sua respectiva temperatura (T_s), e do ambiente em seu entorno (T_{viz}), enquanto σ é a constante de Stefan-Boltzmann. h_{conv} diz respeito à troca de calor por convecção, (Tabela 3.4). O coeficiente de troca equivalente - h_{eq} - é dado pelo inverso da resistência térmica - R_{eq} .

Tabela 5.5 - Coeficientes de troca nas superfícies externas do forno.

Região	Coeficiente de troca (W/m ² *K)
Parede	12,2
Teto	19,0

5.2.5.3 Condição de contorno na janela de extração e exaustão dos gases

O forno em questão apresenta duas aberturas onde é possível a saída dos gases resultantes da combustão; o primeiro orifício que os gases encontram após circundarem o cadinho é a janela de extração, onde vidro cristal fundido é retirado do equipamento para confecção das peças. Com uma defasagem de aproximadamente 90° em relação à extração há a exaustão dos gases, direcionando os mesmos para o recuperador de calor.

A fim de garantir que a maior parcela dos gases escoe para o recuperador - no aquecimento do ar de combustão e posterior liberação para a atmosfera - é necessária a imposição de uma pressão inferior a do forno na exaustão. Conforme constatado durante as visitas, não se percebe uma infiltração de ar ou a saída de gases através da janela de extração. Desta forma, acredita-se que a diferença de pressão entre o meio e o forno seja mínima.

As condições que prescrevem estes fenômenos são pressão manométrica nula na extração do vidro cristal, e baixa depressão na chaminé (devido à impossibilidade de medição da vazão nos locais). Na simulação diferentes pressões foram impostas na exaustão dos gases. A Tabela 5.6 apresenta os valores atribuídos a cada região nas simulações.

Tabela 5.6 - Pressão manométrica imposta na extração de material e exaustão dos gases.

Região	Caso 1 (Pa)	Caso 2 (Pa)	Caso 3 (Pa)
Extração de cristal	0	0	0
Exaustão	-5	-10	-15

5.2.6 Resultados numéricos das simulações com CFX

Comparando os valores relativos aos casos da Tabela 5.6, esta seção apresenta alguns dos resultados obtidos com o código computacional. Ao final da seção e do capítulo será apresentado um balanço de energia com os resultados das simulações. Cortes verticais,

passando pelo eixo do forno foram feitos, conforme as Figura 5.11 e Figura 5.12.

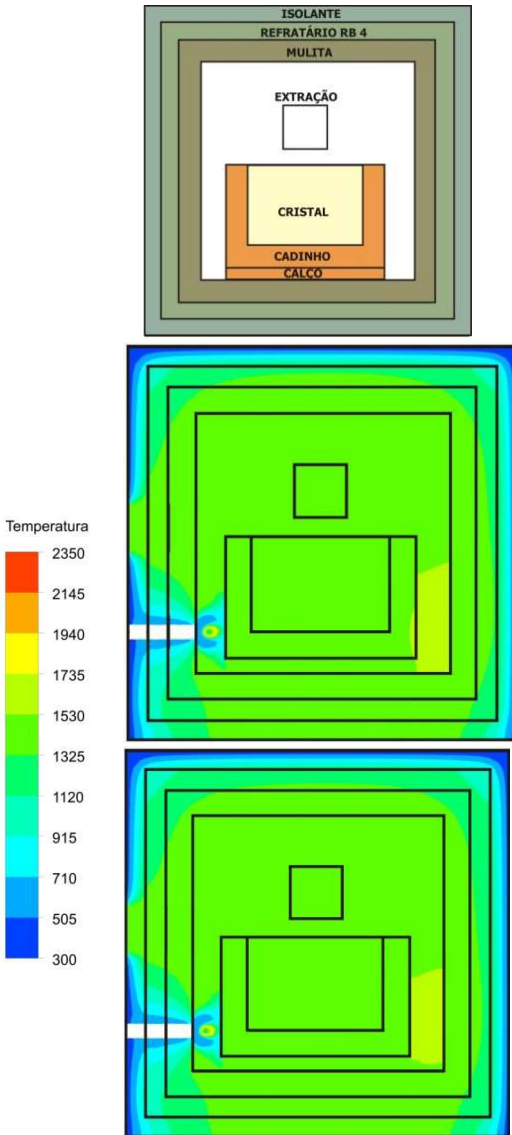


Figura 5.11 - Temperaturas em um plano vertical contendo o eixo do forno. Esquema (topo), Caso 1 (-5 Pa, meio), Caso 3 (-15 Pa, base).

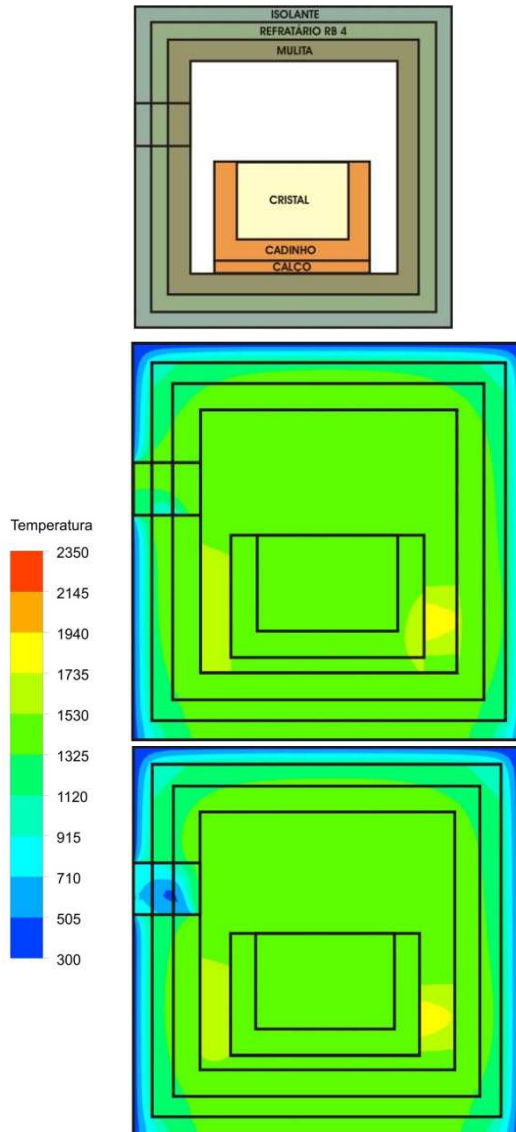


Figura 5.12 - Temperatura em um plano vertical contendo o eixo do forno. Esquema (topo), Caso 1 (-5 Pa, meio), Caso 3 (-15 Pa, base).

As Figura 5.11 e Figura 5.12 mostram que a parte central do forno se encontra na faixa de 1.325 K a 1.530 K. Algumas regiões na

altura do queimador, acima da base do cadinho, passam desta faixa para a seguinte, até 1.735 K. Apenas alguns pontos passam desta para a faixa superior limitada em 1.940 K. Estas temperaturas maiores ocorrem apenas na Figura 5.12, devido à posição mais próxima à chama direta do queimador.

No interior das paredes as temperaturas decrescem gradualmente em direção à superfície externa, mantendo-se as camadas refratárias em temperaturas elevadas. Os maiores gradientes ocorrem na camada isolante externa. As temperaturas da superfície externa estão na primeira faixa da escala, entre 300 K e 505 K. Junto ao queimador, na Figura 5.11, observam-se baixas temperaturas, pois ocorre refrigeração da região pela entrada de ar e de gás natural. Ocorre também um resfriamento na janela de extração (Figura 5.12), para a maior pressão de sucção, a qual reduz o fluxo de gases por essa janela.

Observa-se ainda que os casos de menor depressão imposta na exaustão levam a maiores temperaturas no interior do forno, embora essas diferenças não apareçam ressaltadas, em razão das grandes faixas de temperatura apresentadas nas figuras, necessárias para cobrir o forno como um todo.

A queima do gás natural com ar pré-aquecido pode ser melhor vista na Figura 5.13, referente ao plano médio horizontal do queimador. Os padrões de escoamento indicam que a direção da chama foi devidamente representada a partir das componentes de velocidade (Tabela 5.4). A menor pressão de sucção mostra que há um aquecimento maior de parte do cadinho e da própria cavidade, em decorrência do maior tempo de residência dos gases no interior do forno. Parte central da chama chega a atingir temperaturas superiores a 2.145 K, tendo contato direto com o cadinho. A temperatura de chama adiabática prevista no caso seria de 2.487 K.

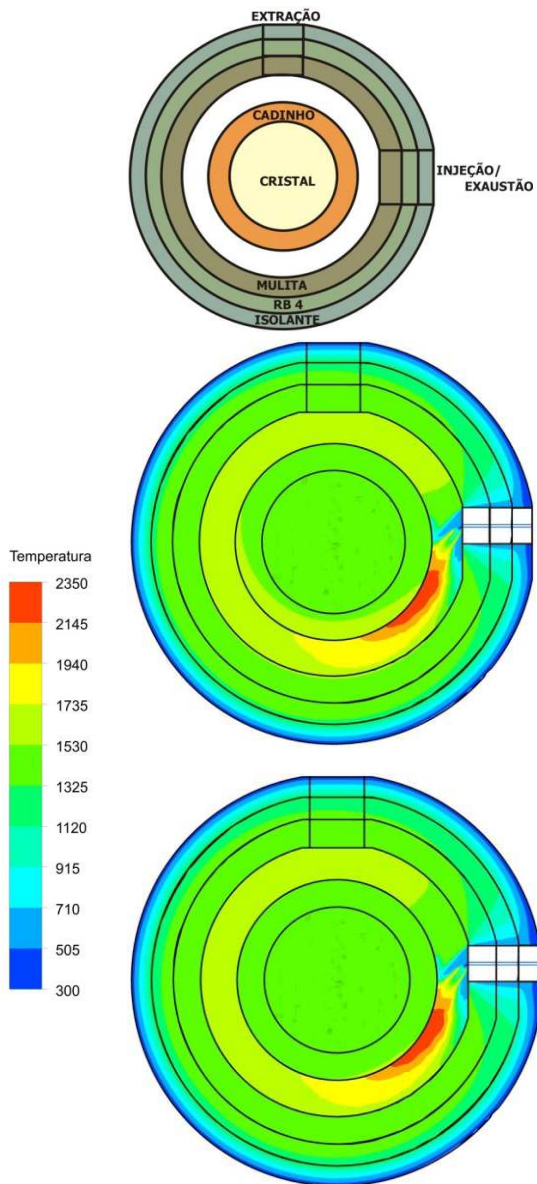


Figura 5.13 - Temperaturas no plano médio horizontal do queimador. Esquema (topo), Caso 1 (-5 Pa, meio), Caso 3 (-15 Pa, base).

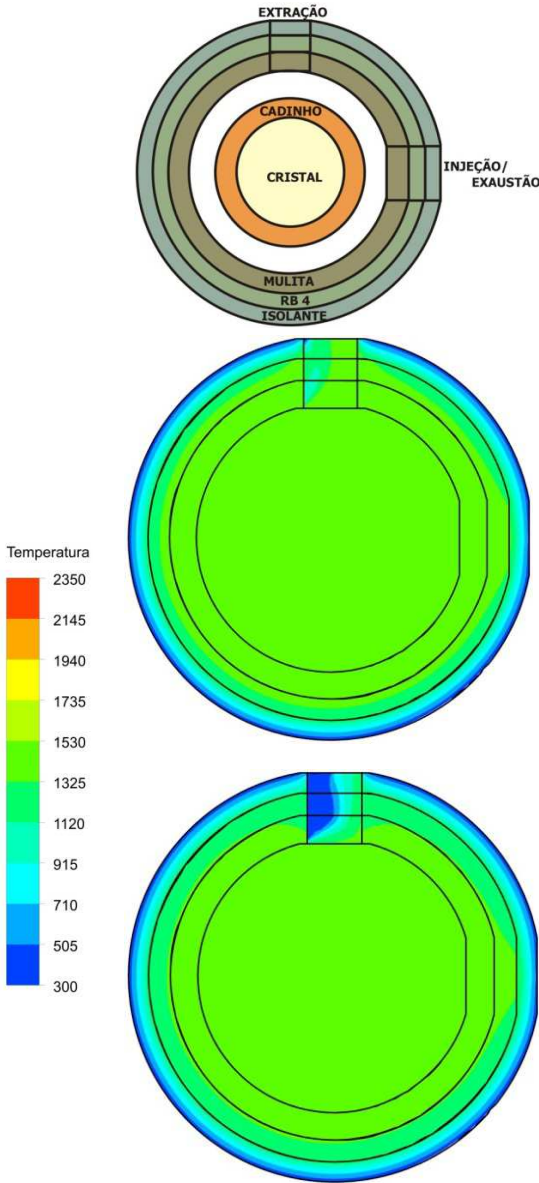


Figura 5.14 - Temperaturas no plano médio horizontal da janela de extração. Esquema (topo), Caso 1 (-5 Pa, meio), Caso 3 (-15 Pa, base).

A Figura 5.14 apresenta os resultados obtidos para um plano horizontal passando no meio da janela de extração. Uma maior área do forno atinge temperaturas maiores para o caso de baixa sucção. O interior do forno se encontra na faixa de 1.325 K a 1.530 K, e no caso de - 5 Pa, parte da camada mais externa de refratário ainda se encontra nessa faixa de temperatura. No caso de maior sucção, a região da janela de extração atinge temperaturas próximas à ambiente.

A fim de melhor visualizar o efeito da sucção imposta sobre os diferentes domínios do problema, foram obtidas distribuições de temperatura em retas traçadas em diferentes alturas e ângulos de giro em relação ao eixo. Cinco alturas diferentes foram escolhidas e em cada altura o forno foi também seccionado em quatro planos verticais diferentes, podendo estudar o comportamento dos domínios a cada 45°.

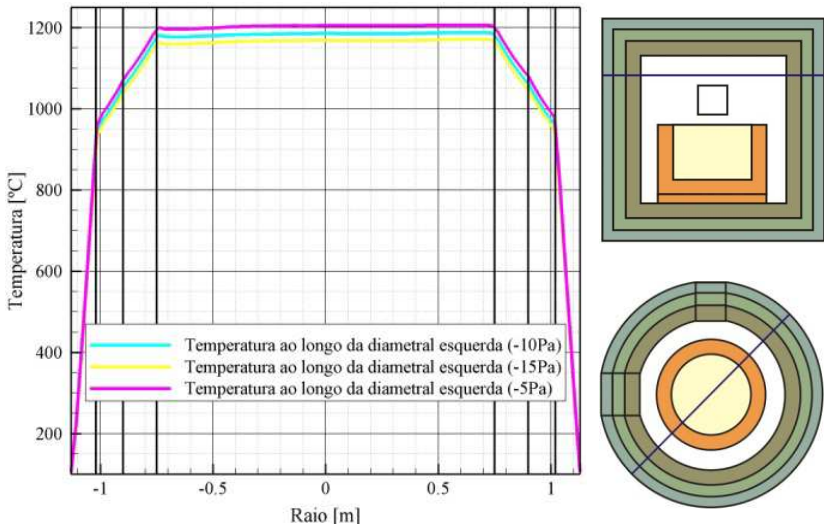


Figura 5.15 - Perfis de temperatura a 1,30 m do fundo da cavidade, para os três casos analisados (esquema indicado à direita).

Inicialmente se analisa o comportamento dos gases resultantes da combustão e das camadas de parede, com a reta passando acima da janela de extração. Primeiramente, na Figura 5.15, tem-se a reta passando a 45° antes do queimador e, 45° após a janela de extração. Os valores encontrados para as três depressões impostas são semelhantes, com os gases próximos ao teto da cavidade num patamar de 1.200 °C. Devido ao maior tempo de residência no forno, a menor sucção

apresenta a maior temperatura para os gases. As linhas verticais pretas correspondem ao posicionamento das paredes do forno. Um gradiente de 100 °C ocorre nos refratários, com o restante da queda até 100 °C ocorrendo no isolante. As temperaturas na superfície exterior são próximas a 100 °C, como as encontradas nas medições.

Descendo um pouco o nível do forno, e passando a analisar alguns dos perfis de temperatura na altura da extração, a 1,05 m do fundo da cavidade, obtem-se as Figura 5.16 e Figura 5.17. A maior temperatura é observada na parte esquerda da cavidade, havendo em seguida um decréscimo, pois aí se está analisando a cavidade sobre a parede do cadinho. Em seguida, no eixo do forno a temperatura atinge um valor mais elevado, provavelmente pelo surgimento do escoamento de gases sobre o cadinho, em busca da exaustão. Cerca de 20 °C são as diferenças observadas entre as três curvas, em função da variação da pressão de sucção. Os picos de temperatura observados junto às superfícies da cavidade podem decorrer da interação entre o escoamento e a parede sólida e da participação da radiação no processo, embora sejam pouco observados nas demais figuras da série.

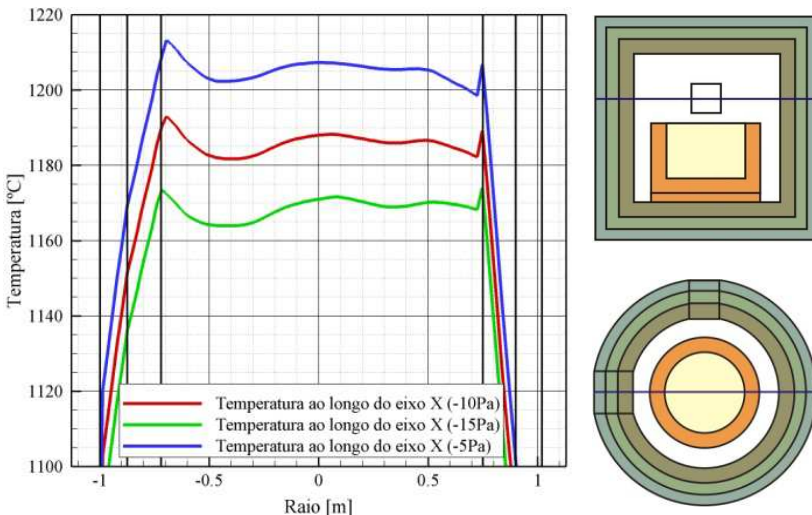


Figura 5.16 - Perfis de temperatura, a 1,05 m do fundo da cavidade, para os três casos analisados (linha horizontal passando pela exaustão, ao longo do eixo X, indicada à direita).

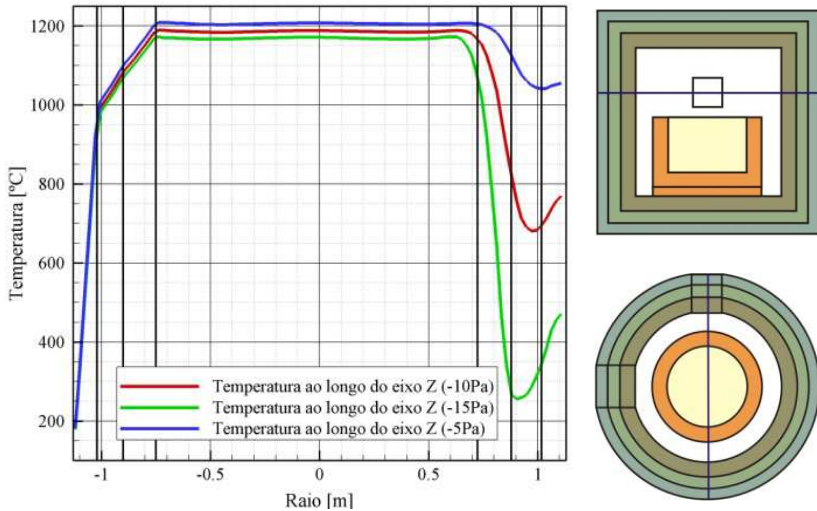


Figura 5.17 - Perfis de temperatura a 1,05 m do fundo da cavidade, para os três casos analisados (linha horizontal passando pela extração, ao longo do eixo Z, indicada à direita).

No caso da Figura 5.17, a reta passa pela janela de extração, mostrando que as temperaturas do ar no interior desta janela dependem fortemente da pressão de sucção. Com uma menor pressão o ar frio externo está mais presente, baixando as temperaturas. Não está claro porque as temperaturas aumentam na parte mais externa da janela – talvez a presença de vórtices de entrada do escoamento possa proteger os pontos mais externos e expor mais os pontos situados após a camada de isolante.

Na Figura 5.18 a reta passa pela exaustão, a 0,84 m do fundo da cavidade. As altas temperaturas na parte esquerda do gráfico (raios negativos) referem-se aos gases de exaustão, em torno também de 1.200 °C. Podem-se justificar os menores valores de temperatura para a maior sucção devido à menor vazão de gases que circula nessa região. Entretanto este fato deve ser analisado com a busca de mais resultados, de modo a se confirmar se há coerência no modelo usado ao descrever este escoamento de saída.

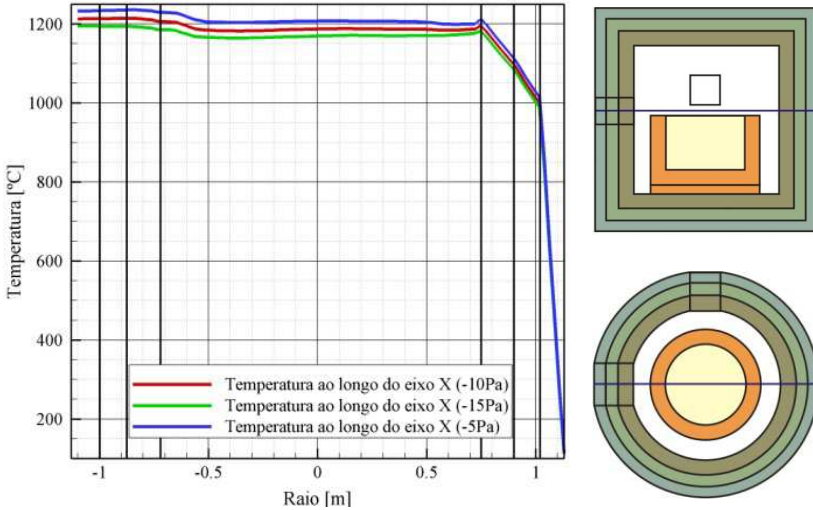


Figura 5.18 - Perfis de temperatura a 0,84 m do chão da cavidade. Linha horizontal passando pela exaustão (esquema à direita).

Os demais domínios do forno são também analisados a partir de linhas traçadas nas mesmas direções anteriores (conforme os esquemas à direita dos gráficos), a 0,55m, e no plano médio do queimador, a 0,24m do fundo da cavidade. Os resultados encontrados são apresentados nas Figura 5.19 à Figura 5.21.

Distanciados por aproximadamente 0,3 m, as linhas apresentam perfis semelhantes, como é possível perceber na Figura 5.19. Como esperado, os valores encontrados para a altura média do queimador são os mais expressivos, uma vez que é a região onde ocorre o processo de combustão. A massa de vidro cristal está contida num espessamento de 0,4 m do centro, enquanto o cadinho possui espessura de 0,15 m, como comentado na Tabela 3.1, delimitados pelas linhas verticais pretas.

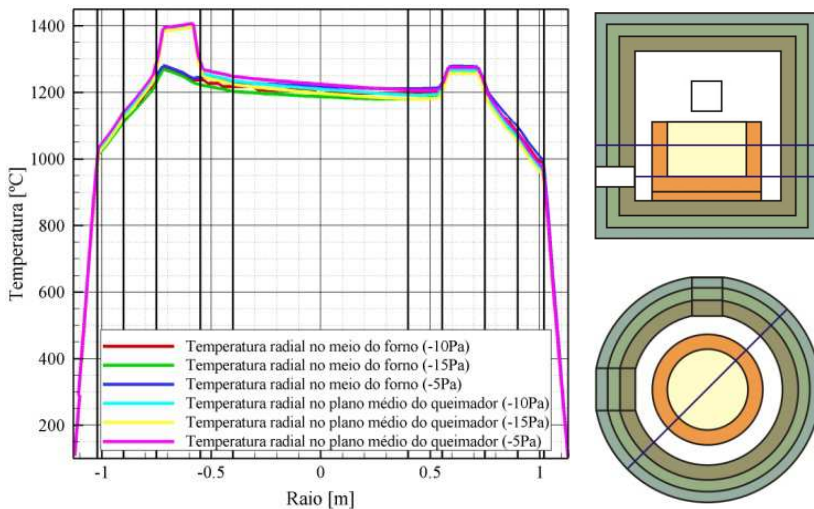


Figura 5.19 - Perfis de temperatura nos três casos analisados, (diametral direita, esquema à direita), no meio deste e do queimador, a 0,55 m e 0,24 m do chão da cavidade, respectivamente.

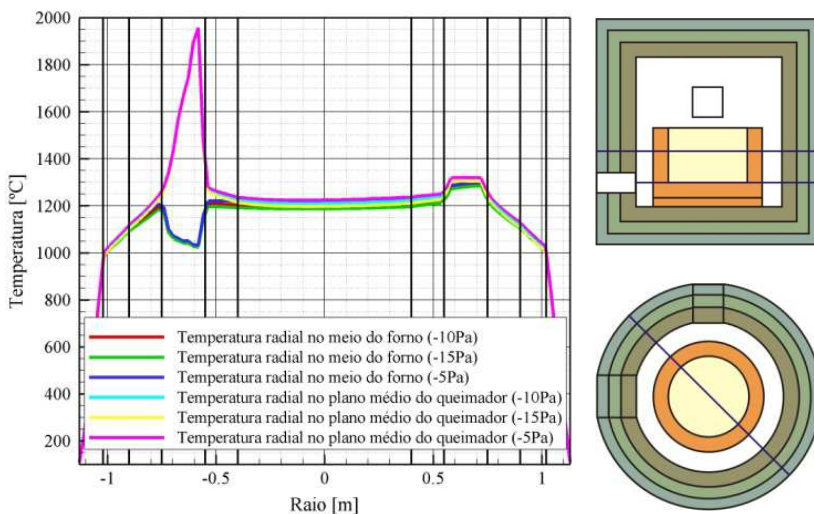


Figura 5.20 - Perfis de temperatura nos três casos analisados (diametral esquerda, esquema à direita), no meio do forno e do queimador, a 0,55 m e 0,24 m do chão da cavidade, respectivamente.

O pico de temperatura, na diametral esquerda da Figura 5.20 corresponde ao plano do queimador, um pouco após o coração da chama, chegando a temperaturas próximas de $2.000\text{ }^{\circ}\text{C}$ para os três casos. Esta mesma região na altura de $0,55\text{m}$ (meio do forno), apresenta as menores temperaturas por se tratar de um ponto de mistura entre o ar pré-aquecido e combustível.

A análise da distribuição de temperatura ao longo do eixo do queimador (Figura 5.21) mostra temperaturas condizentes na superfície externa do equipamento e também a presença dos diferentes domínios, pelas diferentes inflexões no gráfico. O caráter oscilatório da figura corresponde ao processo de combustão, enquanto o perfil encontrado para os demais pontos apresenta o comportamento homogêneo dos gases, do cadinho e massa de vidro cristal na altura do queimador.

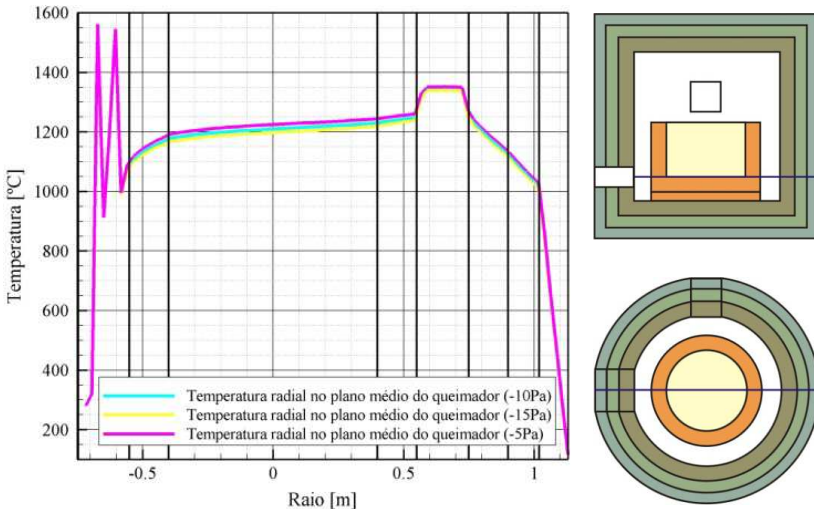


Figura 5.21 - Perfis de temperatura, ao longo do eixo X, no meio do queimador (esquema à direita), a $0,24\text{ m}$ do chão da cavidade, nos três casos analisados.

As linhas de corrente para o Caso 1 são apresentadas na Figura 5.22, partindo do queimador. Como pode ser visto ocorre a saída de parte dos gases pela janela de extração, uma vez que este é o primeiro orifício encontrado pelos gases resultantes da combustão. Indica também que a pressão de sucção não é baixa o suficiente para impedir essa saída de gases. Na figura também é possível perceber como os

gases circundam o cadinho, aquecendo o mesmo e a massa de vidro cristal pelas superfícies laterais. Na parte superior do forno, a convecção natural e o direcionamento para o recuperador causa a circulação dos gases.

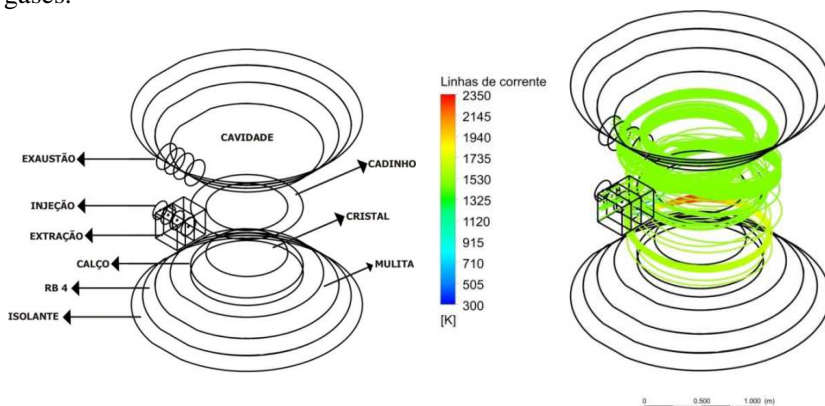


Figura 5.22 - Linhas de corrente, esquema (à esquerda), e Caso 1 (-5 Pa, à direita).

Os efeitos da chama e do escoamento de gases sobre o campo de temperatura na superfície externa do cadinho são apresentados na Figura 5.23 para as diferentes pressões de sucção. A superfície é planificada, mostrando a região vizinha ao queimador, como a parte com menores temperaturas. No caso de menor sucção, Caso 1, com -5 Pa, a parede do cadinho assume temperaturas elevadas, acima de 1.550 K, enquanto no Caso 3, com -15 Pa, a parte mais aquecida permanece na faixa de 1.510 K a 1.530 K. Fora desta região de maior ataque da chama, as diferenças apresentadas com as diferentes pressões de sucção são menores.

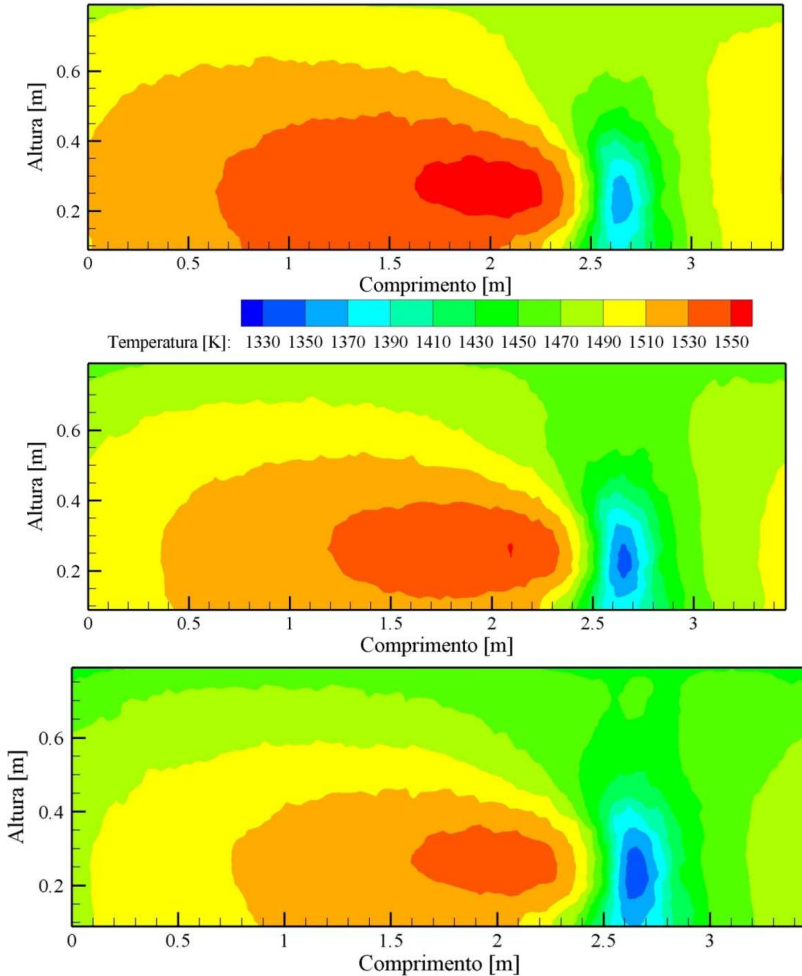


Figura 5.23 - Planificação da superfície lateral externa do cadinho, Caso 1 (-5 Pa, topo), Caso 2 (-10 Pa, meio), e Caso 3 (-15 Pa, base).

Na Figura 5.24 se faz a mesma apresentação do campo de temperatura, mas neste caso sobre a parte traseira da superfície interna do forno. Os dois círculos de menor temperatura dizem respeito ao queimador (inferior), e à exaustão (superior). O ataque da chama à parede na região à esquerda do queimador até praticamente uma altura de 0,5 m do fundo da cavidade do forno. Assim como na Figura 5.23, a

chama ataca a superfície do cadinho, neste caso ocorre também um ataque ao refratário do forno.

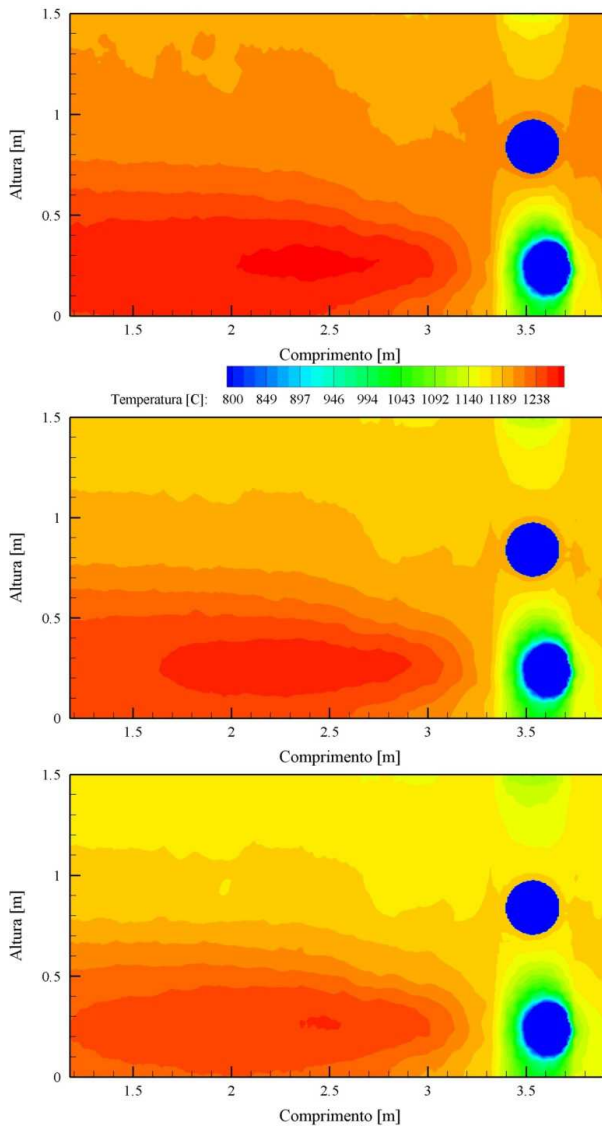


Figura 5.24 - Planificação da superfície interna do forno - parte traseira. Caso 1(-5 Pa, topo), Caso 2(-10 Pa, meio), e Caso 3 (-15 Pa, base).

A Figura 5.25 apresenta uma foto do forno após a parada e retirada do cadinho, mostrando o efeito da chama sobre os refratários da superfície interna. É importante se ter uma boa regulagem do sistema de queima para prolongar a vida útil do cadinho e dos refratários, pelos elevados custos de material e de reposição.



Figura 5.25 - Fotografia mostrando a abrangência da chama na parede interna do forno.

Para as temperaturas na superfície externa do forno (Tabela 4.1) foram encontrados nas medições os valores médios de 117 °C para a superfície lateral e 195 °C para o teto. A partir dos modelos empregados e condições de contorno nas superfícies externas (Tabela 5.5), valores semelhantes foram obtidos para a parede do forno. Devido à semelhança dos valores obtidos nos três casos, a Figura 5.26 apresenta apenas a comparação para o Caso 3 (-15 Pa). Os valores medidos são colocados acima da figura.

As temperaturas no teto do forno estão abaixo do valor medido. A razão seria a espessura de isolante usada; nem sempre uniforme e feita com a colocação de manta cerâmica sobre a estrutura. Estruturas colocadas acima do teto também interferem na troca de calor, formando barreiras e diminuindo a perda por radiação.

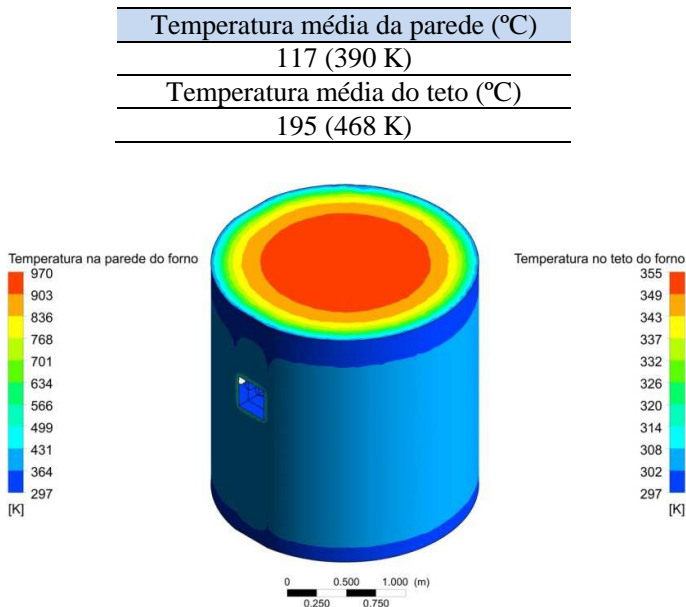


Figura 5.26 - Perfil de temperatura da parede e teto do forno no Caso 3 (-15 Pa), e temperaturas médias obtidas na medições em campo (tabela).

Vale ressaltar que a simulação considera uma condutividade térmica equivalente, simplificando os modelos de troca radiativos e convectivos aplicados às superfícies. Também deve ser mencionado que poucos pontos foram medidos no teto em razão da dificuldade de acesso e das elevadas temperaturas nas proximidades do forno. Embora a superfície lateral do forno esteja com cores diferentes das usadas no teto, isto se deve ao uso de duas escalas diferentes na apresentação da figura.

Os resultados obtidos para a fração molar de NO nos três casos simulados é apresentado na Figura 5.27, a partir de um plano horizontal passando na altura média da exaustão.

As frações são baixas, não ultrapassando 0,015% em concentração, concordando com as medições realizadas e apresentadas na Tabela 4.4. As maiores frações ocorrem próximo à junção da parede traseira e do queimador, devido às maiores temperaturas obtidas nessa região. À medida que a sucção imposta aumenta, menores são as parcelas de NO, podendo-se citar como causa o pouco tempo de residência do escoamento.

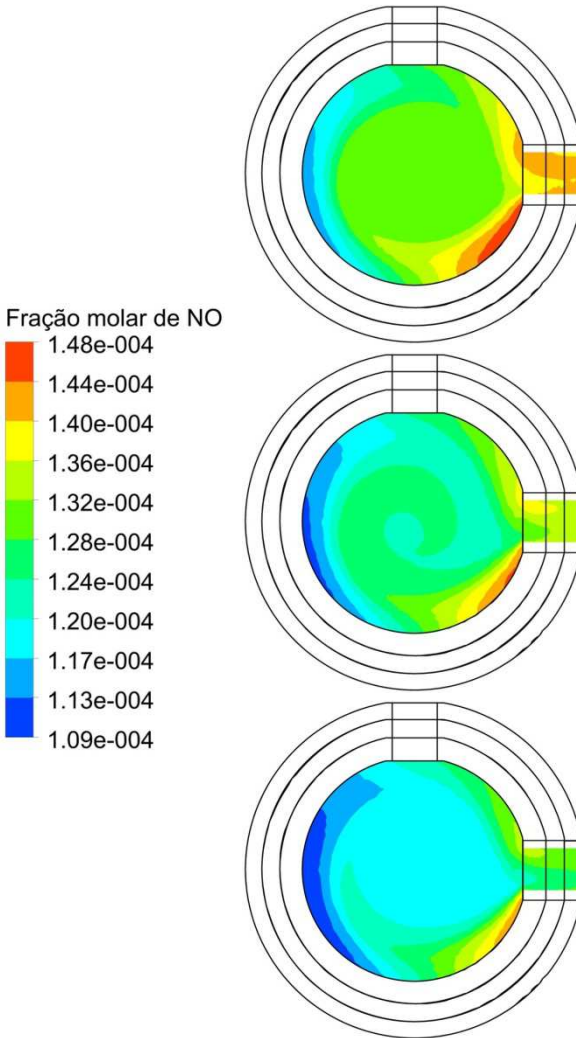


Figura 5.27 - Fração molar obtida para os Caso 1 (-5 Pa, topo), Caso 2 (-10 Pa, meio), e Caso 3 (-15 Pa, base), respectivamente. Plano médio horizontal da exaustão.

5.2.7 Balanço de energia das simulações com CFX e comparação com os valores medidos

As Tabela 5.7 e Tabela 5.8 trazem os valores e participações das entradas e saídas de energia do forno para os casos simulados, em comparação com os valores baseados nas medições.

Tabela 5.7 - Balanço de energia com os valores medidos e valores da simulação.

Local	Valor (kW)			
	Medição	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Injeção de ar pré-aquecido	34,8	34,8	34,8	34,8
Injeção de gás natural	197,4	197,4	197,4	197,4
Total	232,3	232,3	232,3	232,3
Extração	39,3	105,6	76,0	51,7
Parede	17,8	14,4	14,2	14,0
Teto	13,0	3,3	3,3	3,2
Exaustão	155,4	108,9	138,8	163,4
Coleta	21,5			
Total	247,0	232,3	232,3	232,3

Tabela 5.8 - Participação do balanço de energia, valores medidos e da simulação.

Local	Participação (%)			
	Medição	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Injeção de ar pré-aquecido	15,0	15,0	15,0	15,0
Injeção de gás natural	85,0	85,0	85,0	85,0
Total	100,0	100,0	100,0	100,0
Extração	15,9	45,5	32,7	22,2
Parede	7,2	6,2	6,1	6,0
Teto	5,2	1,4	1,4	1,4
Exaustão	62,9	46,9	59,8	70,4
Coleta	8,7			
Total	100,0	100,0	100,0	100,0

Valores muito próximos na entrada de energia são encontrados para todos os casos, como era de se esperar, pela condição de contorno de injeção de combustível e comburente.

A quantidade de calor que deixa o forno pela janela de extração é variável nos casos simulados, em função da vazão de gases nesta abertura. O valor medido é intermediário aos casos simulados. Enquanto no balanço experimental se atribuiu apenas 5% da massa total injetada no forno saindo pela extração (0,0069 kg/s), para os casos simulados esta massa é variável, dependendo das condições internas do escoamento, resultando em diferentes perdas. Aqui também estão incluídas as perdas radiativas pela abertura e reforçam a necessidade de aplicação de um sistema automático para o seu fechamento, já colocado em prática nos demais fornos da empresa.

As saídas pela exaustão estão também em situação semelhante; variando conforme a pressão de sucção e havendo uma maior concordância para o Caso 3 em comparação com o experimental. Estes valores ainda serão parcialmente recuperados e obviamente no balanço de energia já aparecem como entradas junto ao pré-aquecimento do ar. O fluxo de exaustão possui o efeito inverso do fluxo pela extração, em vista da pressão interna do forno.

O valor associado à coleta de material pelos operadores não aparece na simulação, pela dificuldade de inserção no modelo. O mesmo pode ser visto como uma parcela de perda associada a um fluxo de material de saída, mas não há entrada de material. Entretanto, o maior efeito pode ocorrer com a introdução do tubo de coleta do vidro cristal, geralmente aquecido, mas a uma temperatura menor do que a massa a ser colhida.

As perdas pela parede e teto do equipamento podem ser reduzidas com um aumento de isolante ou troca do material empregado nas camadas. Mas, devido às altas temperaturas internas, um maior isolamento reduz a vida útil do refratário e do forno. Assim, um equilíbrio entre vida útil e perdas deve ser buscado, tanto do ponto de vista operacional quanto econômico.

6 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

Visando estudar termicamente um forno industrial de alta temperatura e pequeno porte, análises experimentais e simulações numéricas foram realizadas ao longo deste trabalho. Agregando conhecimento acadêmico e prático, a realização desta dissertação se mostrou um trabalho multidisciplinar, envolvendo o contato com a empresa, medições de um equipamento real e em operação, além do emprego de modelos numéricos que descrevessem de forma satisfatória o problema físico concernente à etapa de extração de vidro cristal para a confecção de peças artesanais.

6.1 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Os fornos de alta temperatura são amplamente empregados em diversos setores da indústria, visando modificar física e/ou quimicamente a carga contida em seu interior a partir da utilização de elevadas taxas de calor. Assim, estes equipamentos consomem grandes montantes de energia, sendo um dos maiores gargalos das empresas. Estas características, bem como a necessidade de conhecer a eficiência térmica dos fornos, torna interessante e importante a análise experimental.

Baseado na obtenção de dados reais do equipamento em operação, muitas vezes, nem todas as variáveis de interesse podem ser medidas, uma vez que as medições em campo encontram alguns empecilhos, tanto de ordem burocrática (devido a sigilos industriais), como bloqueios físicos, além da preocupação de não interferir nas atividades da empresa. Desta forma, tenta-se obter o máximo de informações no que diz respeito às temperaturas, consumo de combustível e comburente, características da carga, e gases resultantes da combustão, geometria do forno, dentre outros, tendo em mente, no entanto, as limitações anteriormente citadas.

De posse dos dados obtidos, faz-se o balanço de energia do equipamento, a fim de analisar a eficiência térmica do forno. O aproveitamento da energia injetada no forno é retirado da participação de seus pontos constituintes, como chaminés, aberturas, superfícies externas, etc. A partir do balanço, consegue-se identificar os pontos mais relevantes do processo, e sugerir melhorias tanto no que diz respeito à parte térmica, como na economia.

A análise dos gases é outra medição possível e relevante, possibilitando o estudo da eficiência da combustão, ponto crucial tanto para a qualidade da carga, como no desempenho térmico e econômico do forno.

Visando reduzir os custos e aproveitar parte do calor eliminado pelos fornos via chaminé, muitas empresas utilizam os gases da exaustão no pré-aquecimento do ar de combustão. Tal prática é bastante difundida em fornos de fusão, sendo adotada pelo forno analisado, no entanto, conforme foi apresentado e discutido ao longo deste trabalho, melhorias quanto ao recuperador empregado são recomendadas, uma vez que o mesmo trabalha com efetividade abaixo de 30%.

Outro fator muito importante e amplamente explorado nesta dissertação foi a influência do excesso de ar no desempenho dos fornos. Embora necessário para o correto funcionamento dos equipamentos térmicos que trabalham com combustão, o excesso de ar deve ficar dentro de intervalos que variam com o tipo de combustível empregado. Normalmente preocupados com a qualidade do produto e temperaturas do processo, muitas empresas não possuem o controle correto deste parâmetro, empregando valores muito acima do recomendado, consequentemente reduzindo a eficiência do forno e consumindo mais energia. O forno em questão adotava, no período das medições, valores muito elevados de excesso; aproximadamente 100%, prejudicando o sistema como um todo(forno e trocador), conforme discutido.

Os fornos trabalham normalmente com pressões levemente acima da ambiente, a fim de evitar a ocorrência de infiltrações de ar. Tratando-se de um forno para confecção de peças artesanais, o equipamento apresenta uma janela, por onde o vidro cristal fundido é extraído para produção de vasos, taças, enfeites, dentre outros. Desta forma, o controle a ser feito no escoamento dos gases deve ser ainda maior, para que os mesmos não deixem o forno preferencialmente pela abertura, reduzindo as trocas de calor com o produto, além de diminuir o pré-aquecimento do ar. Infelizmente não foi possível obter informações sobre a vazão dos gases pelo recuperador, e pela janela de extração, assumindo pequena vazão pela abertura (5% da vazão total), conforme afirmado pela empresa e constatado nas medições (pela falta de correntes significativas de gases na região). Ainda pela abertura, parte significativa da energia injetada no forno é perdida via radiação, pelo comportamento da mesma como um corpo negro, sugerindo-se que a empresa adote um sistema de fechamento automático da janela.

Com relação à composição do vidro cristal, não foi possível obter maiores informações devido ao segredo industrial, sabe-se apenas

que o mesmo apresenta elevado teor de chumbo - no mínimo 24% em massa, sendo sua principal característica - tendo como principal componente a sílica, como os demais vidros. Assumiu-se para o balanço experimental a retirada contínua e na temperatura de operação para o material ao longo das aproximadas nove horas de trabalho, embora, na realidade, a remoção se dê de forma irregular, de acordo com a peça a ser confeccionada. Calculou-se assim que mais de 10% da energia injetada no forno é carregada com a saída da carga, devido às elevadas temperaturas do processo.

As perdas pela parede e teto do conjunto somam mais de 15%, podendo ser reduzidas com um melhor isolamento destas áreas. Deve-se, no entanto, levar em consideração que um maior isolamento acarreta maiores temperaturas internas, o que pode causar paradas prematuras do forno para reparo de sua estrutura, bem como alterar a qualidade do produto, assim uma boa análise desse aspecto se mostra importante.

Mesmo com as hipóteses e simplificações assumidas, os resultados obtidos se mostraram coerentes e interessantes, ajudando a empresa a reduzir seu consumo, e melhorar o desempenho do forno. Vale também ressaltar que a ferramenta se mostra válida para fornos com características semelhantes ao descrito nesta dissertação. O intercâmbio universidade-empresa se mostrou bastante interessante e vantajoso para ambas as partes; conseguindo-se maiores subsídios sobre o real funcionamento de um forno de fusão de pequeno porte, bem como identificando os pontos de maior impacto no equipamento e melhorando seu funcionamento.

6.2 ANÁLISE NUMÉRICA

Embora a análise experimental seja de grande valia e revele informações importantes quanto ao desempenho do forno, a análise numérica é uma ferramenta que vem ganhando cada vez mais espaço na indústria e nas universidades pelo grande desenvolvimento no armazenamento e processamento dos computadores, além dos códigos numéricos, possibilitando a simulação de componentes reais.

Devido à falta de informações sobre certos aspectos do processo, bem como em função de aspectos computacionais, algumas simplificações foram realizadas, não inviabilizando, no entanto, os resultados obtidos.

A partir dos resultados experimentais foi possível a validação do código numérico empregado, o qual adotou modelos robustos e que,

embora assumam algumas hipóteses, descreveram de forma condizente o processo no que diz respeito ao escoamento e concentração dos gases, e campo de temperatura nos diversos domínios que compõem o forno (calço, cadinho, massa de vidro cristal, e camadas de parede).

Ainda, devido às pequenas dimensões do equipamento, conseguiu-se simular o mesmo por completo, diferentemente de grande parte dos trabalhos na área, que simulam apenas a parte fluida do processo, conforme apresentado na revisão bibliográfica.

A massa de vidro cristal foi o domínio que sofreu as maiores simplificações, sendo simulada como um sólido, uma vez que as grandes alterações ocorrem nas demais etapas do processo. Salienta-se também que, em função da retirada irregular do produto durante o período analisado, e à complexidade para simular a extração, assumiu-se a carga como estática, analisando apenas o aquecimento da mesma.

Propriedades médias foram adotadas para as camadas de parede, assim como para o calço e cadinho, de acordo com a literatura e as informações concedidas pela empresa. Adotando as vazões lidas para o combustível e comburente durante as medições, e as condições de contorno descritas, as simulações foram realizadas no software comercial Ansys CFX, apresentando resultados coerentes e interessantes para as três configurações propostas quanto à sucção (devido à ausência de informações na região). Pode-se mostrar a influência de regular bem este parâmetro, tanto no calor trocado entre os gases e a cavidade, como sua ação na janela de extração e perda de calor sensível.

O cronograma impossibilitou maiores estudos, no entanto, pode-se afirmar que, com a ferramenta aplicada é possível a análise de novas configurações, como outros valores de excesso de ar, alteração no material dos componentes do forno, posicionamento do queimador, influência da sucção, dentre outros. Algumas destas configurações exigiriam construção de nova malha, no entanto o tempo despendido se mostra plausível, sendo viável o estudo, a fim de prever o comportamento do equipamento e evitando que cenários muito arriscados ou caros sejam testados em prática.

Vale ainda ressaltar que, o código numérico pode ser aplicado a fornos com características semelhantes ao forno de fusão de vidro cristal. Não ficando assim este trabalho restrito ao setor de vidros, muito menos a equipamentos para produção artesanal de vidro cristal.

6.3 TRABALHOS FUTUROS

Sugerem-se para trabalhos futuros a obtenção de maiores informações sobre a composição do vidro cristal, a fim de melhor descrever o mesmo, e, possivelmente simulá-lo como um meio fluido, para que sua interação com o forno seja melhor descrita.

Como comentado, a ausência de tempo hábil inviabilizou o estudo de novas configurações, como redução do excesso de ar, posição do queimador, troca de material para as camadas de parede, e/ou suas espessuras, sendo recomendado tal estudo também.

Com relação aos modelos empregados, sugere-se tratar o meio como não cinza, a fim de analisar a dependência espectral.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABBASSI, A.; KHOSHMANESH Kh. *Numerical simulation and experimental analysis of an industrial glass melting furnace*, june, 2007.
- AKIYOSHI, M.M.; SILVA, A.P.; SILVA, M.G.; PANDOLFELLI, V.C. *Condutividade térmica e sua correlação com a temperatura e a massa específica volumétrica de materiais refratários sílico-aluminosos e aluminosos*, february, 2001.
- ANGGONO, J. *Mullite Ceramics: Its Properties, Structure, and Synthesis*, april, 2005.
- ASTM *American Society for Testing and Materials*, <http://www.astm.org/>
- AUCHET, O.; RIEDINGER, P.; MALASSE, O.; IUNG, C. *First-principles simplified modeling of glass furnaces combustion chambers*, june, 2008.
- BAREA, R.; OSENDI, M.I.; FERREIRA, J.M.F.; MIRANZO, P. *Thermal conductivity of highly porous mullite material*, may, 2005.
- BAUKAL, C. E., *Heat Transfer in Industrial Combustion*. CRC Press LLC, 2000.
- BNDES *Banco Nacional do Desenvolvimento*, http://www.bndes.gov.br/SiteBNDES/bndes/bndes_pt
- BAZZO, E., *Geração de Vapor*, 2ª Ed., Florianópolis: Editora da UFSC, 1995.
- CADAVID, F., HERRERA, B., AMELL, A., *Numerical simulation of the flow streams behavior in a self-regenerative crucible furnace*, december, 2009.
- CARVALHO, M. G. ; NOGUEIRA, M. *Improvement of Energy Efficiency in Glass-Melting Furnaces, Cement Kilns and Baking Ovens, Applied Thermal Engineering*, v.17, n. 8-10, p 921-933, 1997.
- CEBRACE <http://www.cebrace.com.br/v2/vidro>
- CFX User's Guide (v. 11.0) 2006, Ansys Inc.
- COLANNINO, J. *Industrial Burners Handbook*, 2003, Capítulo 4.
- DELMÉE, G. J. *Manual de Medição de Vazão*. São Paulo : Edgard Blucher, 1982.
- DESHMUKH, Y. V *Industrial Heating, Principles Techniques, Materials, Applications, and Design*, CRC Press LLC, 2005.

- EATON, A. M.; SMOOT, L. D.; HILL, S. C.; EATOUGH C.N. *Components, formulations, solutions, evaluation, and application of comprehensive combustion models*, 1999.
- FLUENT User's Guide (v. 6.3.26) 2006, Ansys Inc.
- HOTZA, D. GARCIA, D.E., NICOLAU, V.P., POSSAMAI, T. S., OBA, R.; *Numerical simulation of the fast firing of alumina in a box furnace*. Journal of the American Ceramic Society, v.95,p.3750-3757, 2012.
- HYNES, M.J.; JONSON, B. *Lead, glass and the environment*, 1997.
- INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, 5a ed. Rio de Janeiro; LTC Editora, 2003.
- JACOUTOT, L., BRUN P., GAGNOUD A., FAUTRELLE Y., *Numerical modelling of natural convection in molten glass heated by induction*, january, 2007
- JAHN, T. G., *Levantamento de Dados Experimentais e Simulação Térmica de um Forno a Rolos a Gás Natural*. Dissertação de Mestrado, UFSC, 2007.
- LAUNDER, B. E., SPALDING, D. B., *The Numerical Computation of Turbulent Flows*. Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. 3 :269-289, 1974.
- LOCKWOOD, F.C.; SHAH, N.G. *A new radiation solution method for incorporation in general combustion prediction procedures*, 1981.
- KERAMIDA, E.P.; LIAKOS, H. H.; FOUNTI, M. A.; BOUDOUVIS, A. G.; MARKATOS, N. C. *Radiative heat transfer in natural gas-fired furnaces*, july ,1999.
- MAIA, S. B. *O vidro e sua fabricação*, 2003.
- MALISKA, C. R., *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*, 2 a ed. Florianópolis : LTC editora, 2004.
- MULLINGER, P.; JENKINS, B. *Industrial and Process Furnaces Principles Design and Operation*, Elsevier, 2008.
- NAVARRO, J.M.F., *El Vidrio*, 2ª Ed. Madrid, 1991.
- NICOLAU, V. P. ; DADAM, A. P. ; HARTKE, R. F. ; LEHMKUHL, W. A. ; KAWAGUTI, W. M. ; JAHN, T. G., *Uso do Gás Natural na Queima de Produtos de Cerâmica Vermelha*. In : 47º Congresso Brasileiro de Cerâmica, 2003, João Pessoa. 12 p.
- NICOLAU, V. P. ; JAHN, T. G. ; HARTKE, R. F. ; DADAM, A. P. ; FREIRE L. G. M., *Resultados Obtidos com o Uso do Gás Natural na Indústria Cerâmica Vermelha*. Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás - 2005.
- OBA, R. *Análise Térmica Numérica e Experimental de um Forno Túnel*. Dissertação de Mestrado, UFSC 2011.

- PATANKAR S., S.; SPALDING, B., *Simultaneous Predictions of Flow Patterns and Radiation for Three-Dimensional Flames*, in *Heat Transfer in Flames*, N.H. Afgan and J.M. Beer, Eds., Scripta Book Co., Washington, D.C., 1974, 73-94.
- PATANKAR, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York, 1980.
- POSSAMAI, T.S. *Análise Térmica Numérica e Experimental de um Forno de Fusão de Vidrados Cerâmicos a Gás Natural*. Dissertação de Mestrado, UFSC 2010.
- POSSAMAI, T.S.; OBA, R.; NICOLAU, V.P. *Numerical and experimental thermal analysis of na industrial kiln used for frit production*, may, 2012.
- REMMEY, Jr. G. B., *Firing Ceramics, Advanced Series in Ceramics*, vol. 2. World Scientific Publishing Co., 1994, 225 p.
- SALCUDEAN, M. *Modelling of industrial processes using computational fluid dynamics*, july, 1997.
- SCHNEIDER, H.; SCHREUER, J.; HILDMANN, B. *Structure and properties of mullite – A review*, may, 2007.
- SIEGEL, R. HOWELL, R. J., *Thermal Radiation Heat Transfer*, Third Edition, 1992.
- SPALART, P.R.; SHUR, M. *On the sensitization of turbulence models to rotation and curvature*, *Aerospace Sci. Tech.*, 1(5), pp. 297-302, 1997.
- STOPFORD, P.J. *Recent applications of CFD modeling in the power generation and combustion industries*, april, 2001.
- URNS, S. R., *An Introduction to Combustion*. McGraw-Hill, New York, 1996.
- VARSHNEYA A.K., *Fundamentals of Inorganic Glasses*, 1993.
- WARNATZ, J.; MASS, U.; DIBBLE, R.W. *Combustion*, Springer, Verlag, 1996, pp. 219-221.
- WARNATZ, J.; MASS, U.; DIBBLE, R.W. *Combustion, Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*, 4th ed., Springer, 2006.
- WESTBROOK, C. K. ; DRYER, F. L., *Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames*. *Combust. Sci. And Tech.*, v. 27, p. 31-43, 1981.

APÊNDICE A - Instrumentação usada nas medições

Ponto	Variável	Instrumento
Chaminé	Concentração dos gases resultantes da combustão Temperatura dos	Analizador de gases TESTO 350 S Termopar tipo k Termômetro digital
Chaminé interna à fábrica	Temperatura da superfície	Termopar tipo K Termômetro digital (OMEGA HH-21)
Parede da exaustão	Temperatura da superfície	Termopar tipo K Termômetro digital (OMEGA HH-21)
Teto do forno	Temperatura da superfície	Termopar tipo K Termômetro digital (OMEGA HH-21)
Parede do forno	Temperatura da superfície	Termopar tipo K Termômetro digital (OMEGA HH-21)
Linha de gás natural	Vazão de combustível	Placa de orifício - Painel de controle
Tubulação de ar	Vazão de comburente	Placa de orifício - Painel de controle
Recuperador	Temperatura da superfície	Termopar tipo K Termômetro digital (OMEGA HH-21)