

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

**Levantamento de Dados Experimentais e Simulação  
Térmica de um Forno a Rolos a Gás Natural**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À  
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE  
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Tales Gottlieb Jahn**

**Florianópolis, Fevereiro de 2007**

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

**LEVANTAMENTO DE DADOS EXPERIMENTAIS E SIMULAÇÃO TÉRMICA DE  
UM FORNO A ROLOS A GÁS NATURAL**

**TALES GOTTLIEB JAHN**

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

**MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

**sendo aprovada em sua forma final.**

---

**Vicente de Paulo Nicolau, Dr. - Orientador**

---

**Fernando Cabral, Ph.D. - Coordenador do Curso**

**Banca Examinadora**

---

**Edson Bazzo, Dr.**

---

**Márcio Celso Fredel, Dr.**

---

**Saulo Güths, Dr.**

## AGRADECIMENTOS

A minha esposa Ivete pela compreensão, apoio e incentivo na conclusão deste trabalho.

Aos meus pais Itamar e Ana, ao meu irmão Itamar Jr. e à minha irmã Tanara, pelo apoio e incentivo durante todos estes anos.

Ao Professor Vicente de Paulo Nicolau, pela efetiva orientação e amizade.

Aos bolsistas de iniciação científica Rodolfo, Pedro, Marcello e Renato e ao M.Eng. Alessandro pela inestimável ajuda no desenvolver dos trabalhos.

À Universidade Federal de Santa Catarina, aos seus profissionais e colaboradores, pelo convívio e pelas oportunidades oferecidas, em especial ao Departamento de Engenharia Mecânica. Aos professores da banca examinadora, pelas sugestões, críticas e pela contribuição final que deram ao trabalho.

Aos financiadores do projeto: Programa de Formação de Recursos Humanos da ANP para o Setor de Petróleo e Gás Natural - PRH-09/MECPETRO e Rede Gás Energia/FINEP

**"Há mais pessoas que desistem do que pessoas que fracassam."**

***Henry Ford***

# SUMÁRIO

SUMÁRIO	V
LISTA DE FIGURAS	VII
LISTA DE TABELAS	X
SIMBOLOGIA	XI
RESUMO	XIII
ABSTRACT	XIV
1. INTRODUÇÃO	01
1.1 Apresentação	01
1.2 Justificativa do trabalho	04
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	05
2.1 Panorama geral	05
2.2 A produção de cerâmica de revestimento	06
2.2.1 Processo produtivo	08
2.3 Trocas térmicas	09
2.3.1 Consumo da energia	09
2.3.2 Modelagem térmica dos fornos contínuos	12
3. Forno estudado	16
4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA	20
4.1 Descrição do programa	23
4.1.1 Modelo de cálculo	23
4.1.2 Formulação do cálculo	26
4.1.3 Condições de contorno	26
4.1.4 Descrição das sub-rotinas	28
4.1.4.1 Sub-rotina de balanço energético	28
4.1.4.2 Sub-rotina de vazões de ar	28
4.1.4.3 Sub-rotina de combustão	29
4.2 Modelo de transferência de calor por radiação	29
4.2.1 Fator de forma	29
4.2.1.1 Introdução ao método computacional	29
4.2.1.2 Comparação com solução analítica	32
4.2.1.3 Validação do método de cálculo do fator de forma	34
4.2.2 Método de Gebhart	37
5. ANÁLISE EXPERIMENTAL	40
5.1 Forno estudado	40
5.2 Metodologia adotada	42

5.2.1 Medição de vazão	43
5.2.2 Medição de temperatura	44
5.3 Distribuição de energia	46
5.3.1 Excesso de ar de combustão	48
5.3.2 Análise das vazões de ar do forno	48
6. SIMULAÇÃO COM O AUXÍLIO DO CFX	50
6.1 Uso do CFX	50
6.2 Domínio de solução	50
6.3 Malha	51
6.4 Condições de contorno	52
6.5 Resultados	53
7. RESULTADOS OBTIDOS PELA SIMULAÇÃO NUMÉRICA	64
7.1 Curva de temperatura	64
7.2 Comparação com a curva experimental de temperatura	68
7.3 Balanço térmico	70
7.4 Influência da temperatura do ar de combustão	71
7.5 Influência do volume de ar no interior do forno	73
8. CONCLUSÃO	74
9. BIBLIOGRAFIA	76
Anexos	79

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Fluxograma do processo produtivo.	08
Figura 2.2 - Pontos de entradas e saídas de massa ao longo do forno.	10
Figura 2.3 – Custos da energia térmica e da energia elétrica no custo de fabricação (Nasseti et al, 1998).	11
Figura 2.4 - Comparação entre os valores experimentais de temperatura dos gases do forno e as temperaturas simuladas para os gases e a carga (Dadam, 2005).	14
Figura 2.5 - Produtos passando sobre os rolos.	15
Figura 2.6 - Comparação dos fluxos de calor calculados numericamente em rolos de Alumina( $Al_2O_3$ ). (Chmielowski, 2005)	15
Figura 3.1 – Vista frontal de um forno a rolos mostrando a posição dos tijolos isolantes colocados na parte interna do forno.	16
Figura 3.2 – Curva de temperatura de um forno a rolos (Vulcan roller kilns, 2002).	17
Figura 3.3 – Esquema ilustrativo do forno a rolo estudado.	18
Figura 3.4 – Região do resfriamento rápido do forno estudado.	18
Figura 3.5 – Entrada dos revestimentos cerâmicos no interior do forno.	19
Figura 3.6 - Saída dos revestimentos cerâmicos do interior do forno	19
Figura 4.1– Seção transversal do forno a rolos.	23
Figura 4.2– Volume elementar 3D e seus vizinhos .	24
Figura 4.3 – Condição de contorno com meio-volumes nas fronteiras.	27
Figura 4.4 – Geometria representativa do problema.	30
Figura 4.5 – Superfícies para o cálculo do fator de forma.	30
Figura 4.6 – Superfícies para cálculo do fator de forma com uma área receptora refinada.	32
Figura 4.7 – Fator de forma para retângulos paralelos.	32
Figura 4.8 - Fator de forma para retângulos perpendiculares.	33
Figura 4.9 - Fator de forma para retângulos perpendiculares refinando a malha.	34
Figura 4.10 - Fator de forma para retângulos perpendiculares refinando a malha do receptor.	34
Figura 4.11 – Refino maior de um elemento.	35
Figura 4.12– Comparação dos modelos.	36
Figura 5.1 – Curva configurada no forno para queima de grês-porcelanato.	41
Figura 5.2 – Painel de controle do forno a rolos.	41
Figura 5.3 – Curva de pressão ao longo do forno.	44
Figura 5.4 – Distribuição de temperatura no interior do forno na configuração original.	45

Figura 5.5 – Temperaturas dos gases no interior do forno após alteração dos queimadores.	45
Figura 5.6 – Fluxos de energia saindo do forno.	47
Figura 6.1 - Volume adotado com 10 queimadores posicionados de cada lado do forno, com uma entrada e uma saída para os gases.	51
Figura 6.2 - Malha hexaédrica utilizada para modelagem do volume adotado.	52
Figura 6.3 - Condições de contorno adotadas para a simulação do forno.	53
Figura 6.4 - Perfil de temperatura no interior do forno, no plano dos queimadores.	54
Figura 6.5 – Perfil de Temperatura no nível do plano da carga do forno.	54
Figura 6.6 – Perfil longitudinal de temperatura dos gases na linha central do forno.	55
Figura 6.7 – Perfil longitudinal de temperatura dos gases na lateral do forno.	55
Figura 6.8 – Perfil longitudinal de temperatura da carga na linha central do forno.	56
Figura 6.9 – Perfil longitudinal de temperatura da carga na lateral do forno.	56
Figura 6.10 – Perfil transversal de temperatura da carga localizada na saída do forno.	57
Figura 6.11 – Perfil transversal de temperatura da carga no centro do forno	57
Figura 6.12 – Perfil transversal de temperatura da carga na entrada do forno	58
Figura 6.13 - Campos de velocidade no interior do forno.	59
Figura 6.14 – Perfil de velocidade longitudinal na linha central do forno.	59
Figura 6.15 – Perfil de velocidade transversal na linha do fluxo do queimador.	60
Figura 6.16 - Trajetória de diversas partículas partindo dos queimadores.	60
Figura 6.17 – Perfil de pressão nos gases do forno ao longo do seu comprimento .	61
Figura 6.18 – Perfil de pressão para o jato que deixa o queimador até o centro do forno.	61
Figura 6.19 - Perfil dos coeficientes de convecção avaliados na direção transversal do forno.	62
Figura 6.20 - Perfil dos coeficientes de convecção na direção longitudinal, avaliados na linha central do forno.	63
Figura 7.1 – Temperaturas dos gases no interior do forno, obtidas na simulação numérica.	64
Figura 7.2 – Temperaturas da carga no interior do forno, obtidas na simulação numérica.	65
Figura 7.3 – Temperaturas dos gases no interior do forno a rolos, obtidas com a mudança do modelo de radiação na simulação numérica.	66
Figura 7.4 – Temperaturas do teto e da carga, para o modelo com e sem radiação, para uma emissividade de 0,3.	66
Figura 7.5 – Temperaturas dos gases no canal superior para emissividades	



de 0,3 e 0,6.	67
Figura 7.6 – Comparação dos perfis de temperatura do teto e da carga para diferentes emissividades.	68
Figura 7.7 - Curvas experimentais e teóricas obtidas no forno a rolos da Cerâmica Casagrande.	69
Figura 7.8 – Curvas experimentais, teóricas e programadas obtidas no forno da Cerâmica Casagrande.	70
Figura 7.9 – Temperaturas dos gases para diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão.	72

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Absorção de água dos diferentes produtos.	08
Tabela 2.2 – Dados de distribuição de energia proveniente da queima do gás natural no interior do forno.	10
Tabela 2.3 – Consumo energético em forno a rolos, relativo ao peso de material e à área de produto queimado. (Nasseti et al, 1998).	12
Tabela 4.1 – Resposta do modelo numérico com o primeiro refino.	34
Tabela 4.2 – Resposta do modelo com o refino da área receptora.	34
Tabela 4.3 - Comparação com a subdivisão da superfície receptora.	35
Tabela 4.4 – Resultados obtidos com o refino do elemento emissor em 10X10 e elemento receptor em 100X100.	36
Tabela 5.1 - Valores médios das vazões e temperaturas obtidas.	46
Tabela 5.2 – Distribuição de energia no forno avaliada pelos dados experimentais.	47
Tabela 5.3 – Valores médios obtidos através da composição dos gases nas chaminés 1 e 3.	48
Tabela 7.1 – Balanço de energia no interior do forno, comparando o modelo numérico com a análise experimental.	71
Tabela 7.2 - Economia de energia com o aumento da temperatura de entrada do ar de combustão.	72
Tabela 7.3 – Análise preliminar da economia de combustível em função da diminuição da vazão de gases na zona de queima.	73

## Simbologia

$h_i$  - Entalpia inicial dos Gases

$Q_{rec}$  – Energia recirculada

$Q_c$  - Energia liberada pela reação de combustão.

$T_{g,0}$  - Temperatura inicial dos gases

$A_0$  - Constante de cinética química

$\rho_g$  - Densidade dos gases

$Y_c$  - Concentrações mássicas de combustível

$Y_o$  - Concentrações mássicas de oxidante

$\Delta E_a$  - Energia de ativação da reação

$R_0$  - Constante universal dos gases

$T_g$  - Temperatura dos gases

$Q_{W-P}$  - Energia que sai do elemento W e entra no elemento P.

W - Representação do elemento (i-1, j, k) do rolo

P - Representação do elemento (i,j,k) do rolo

$Q_{F-P}$  - Energia que sai do elemento F e entra no elemento P.

$Q_{B-P}$  - Energia que sai do elemento B e entra no elemento P

$Q_{S-P}$  - Energia que sai do elemento S entra no elemento P

$Q_{N-P}$  - Energia que sai do elemento N entra no elemento P.

$E_{in}$  – Energia que entra no volume de controle.

$E_{out}$  – Energia que sai do volume de controle.

$\dot{m}$  - Vazão mássica

$\rho_{ar}$  - Massa específica do fluido

A - Área da seção transversal do duto

V - Velocidade do escoamento

$\rho_{álcool}$  - Massa específica do álcool

g - Aceleração gravitacional

H - Comprimento vertical

L – Comprimento horizontal

P – Profundidade

$A_l$  – Área Longitudinal

$A_v$  – Área Vertical

$A_h$  – Área Horizontal

$K_{carga}$  – Condutividade térmica da carga

$K_{rol}$  – Condutividade térmica do rolo

$har_2$  – Coeficiente de convecção da parte inferior do forno

$w$  - Peso molecular do gás

$\beta$  - Coeficiente de expansão térmica do fluido

$q_{i-j}$  - Calor transmitido da superfície  $i$  para a  $j$

$I_i$  - Intensidade de radiação da superfície  $i$

$\theta_i$  - Ângulo entre o vetor normal à superfície  $i$  e  $\vec{R}$

$A_i$  - Área da superfície  $i$

$d\omega_{j-i}$  - Ângulo sólido subtendido por  $dA_j$  quando vista de  $dA_i$

$J_i$  - Radiosidade da superfície  $i$

$\eta$  - Fator de Correção

$\sigma$  - Constante de Stefan-Boltzmann

$\vec{R}$  - Vetor que liga o centro de duas áreas

$R$  - Vetor que liga o centro de duas áreas

$\vec{N}_i$  - Vetor normal à área  $i$

$F_{ii}$  - Fator de forma da superfície  $i$  em relação à área  $j$

$n_{x,i}$  - Número de elementos ao longo do eixo local  $x$  da área  $i$

$n_{x,j}$  - Número de elementos ao longo do eixo local  $x$  da área  $j$

$n_{y,i}$  - Número de elementos ao longo do eixo local  $y$  da área  $i$

$n_{y,j}$  - Número de elementos ao longo do eixo local  $y$  da área  $j$

$W$  - Largura do forno

$H$  - Altura do forno

$L$  - Comprimento do forno

$G_{ij}$  - Fator de Gebhart da superfície  $i$  em relação à superfície  $j$

$\rho_i$  - Refletividade da superfície  $i$

$\varepsilon$  - Emissividade da superfície  $i$

$\nabla \vec{u}$  - Gradiente de velocidade

CFD - Computational Fluid Dynamics

CFX - Nome do software

LabCET - Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos

EMC - Departamento de Engenharia Mecânica

UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina

## RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo a realização de uma análise geral, visando determinar a eficiência térmica de um forno a rolos, a fim de gerar subsídios para propostas de economia de energia, sem acarretar prejuízos à qualidade dos produtos ou à eficiência do processo de produção. Os fornos a rolos são usados pela maior parte das indústrias cerâmicas de revestimento e constituem os maiores consumidores de gás natural do setor. Um forno a rolos típico é abordado através de simulações numéricas e experimentalmente. Medidas dos fluxos e da composição dos gases e da massa processada, das temperaturas e das pressões foram realizadas no conjunto do forno. Simulações dos fluxos de massa e de energia foram feitas para estudar o impacto de parâmetros operacionais na eficiência energética do conjunto. Os resultados mostram que melhorias significativas são conseguidas controlando os fluxos de massa dentro do forno, principalmente não permitindo que o ar da região fria, de resfriamento, penetre na seção de queima. Estes equipamentos possuem uma curva de temperatura pré-estabelecida ao longo de seu comprimento, enquanto mantêm uma temperatura o mais constante possível na secção transversal. Estas características são conseguidas normalmente aumentando-se o fluxo de gases dentro do forno, o que aumenta a sua inércia térmica. Por outro lado fluxos de gases mais elevados diminuem a eficiência térmica do forno. Programas numéricos são usados para a simulação do comportamento do forno, permitindo antever a influência dos diversos parâmetros. Resultados gerais e específicos, como a participação da troca de calor por radiação, são apresentados e discutidos.

**Palavra Chave:** Forno a Rolos, Eficiência Térmica, Simulação Numérica, Gás Natural, Cerâmica de Revestimento.

## ABSTRACT

The present work has as a goal the accomplishment of a general analysis, including the determination the thermal performance of a rollers kiln, in order to generate subsidies for proposals of energy economy, without causing damages to the product quality or the efficiency of the production process. The rollers kiln are used mostly by the floor tile ceramic industries and constitute the sector's greater it consumers of natural gas. A typical rollers kiln is approached through numerical simulations and also experimentally. Measurements of the flows, gases composition, processed mass, temperatures and pressures are carried through in the set of the equipment. Simulations of the energy and mass flows are made to study the impact of operational parameters in the energy efficiency of the set. The results show that significant improvements can be obtained controlling the flows of mass inside the kiln, not allowing that the air of the cold region to penetrate into the burning section. This equipment has a pre-established temperature distribution throughout its entire length, while keeping the temperature in the transversal section as constant as possible. These characteristics are obtained increasing the flow of gases inside of the rollers kiln and therefore its thermal mass. On the other hand increasing gas flows reduces the thermal efficiency of the rollers kiln. Numerical programs are used to simulate the rollers kiln's behavior and help foreseeing each parameter's influence. General and specific results, as the participation of the radiation heat exchange, are presented and argued.

Keywords: Rollers Kiln, Thermal Performance, Numerical Simulation, Natural Gas, Floor Tile Ceramic.

# 1 INTRODUÇÃO:

## 1.1 Apresentação

A fabricação de revestimentos cerâmicos através de fornos a rolos vem evoluindo através dos tempos, primeiramente com a introdução dos sistemas de queima direcionados para a queima do gás natural, e atualmente através de uma maior eficiência térmica destes equipamentos, utilizados tanto na queima, quanto na secagem. Fornos a rolos também vêm sendo utilizados em outros setores da economia, como os setores alimentício e madeireiro, sendo que a busca de uma melhor eficiência térmica destes equipamentos tem como objetivo reduzir os custos de produção e assim obter uma maior competitividade.

O uso do gás natural no setor cerâmico se tornou quase uma unanimidade devido aos menores custos, comparados a outros energéticos como o GLP e o óleo combustível. Devido a essa redução de custo alcançada com a simples substituição dos energéticos, a mudança para o gás natural fez com que fosse deixado de lado estudos mais aprofundados sobre quais seriam os melhores queimadores e a melhor regulagem de queima.

Muitas empresas que fizeram a simples troca do antigo energético para o gás natural, perceberam que a redução de custo de energia térmica não foi a esperada inicialmente, em função das diferentes características de queima, e apenas gradativamente foram fazendo as alterações cabíveis para uma melhor eficiência de queima e secagem.

Por este motivo o equipamento em questão necessita de maiores estudos referentes ao comportamento do escoamento dos gases de combustão no interior dos fornos a rolos, estudos referentes aos balanços térmicos envolvidos, perdas térmicas e a destinação final das parcelas de energia provenientes da queima do combustível. Também é necessário um maior conhecimento geral do funcionamento do processo, considerando a influência do posicionamento dos queimadores, seus formatos, ou a influência do volume de ar utilizado na queima. Em nível global devem ser considerados alguns aspectos muitas vezes negligenciados, como o reaproveitamento de gases quentes antes de serem lançados no meio ambiente pelas chaminés, seja no pré-aquecimento do ar de combustão, seja na secagem das peças antes da queima ou na secagem da massa.

A abordagem deste conjunto de pontos foi feita através do uso de ferramentas numéricas diversas, como planilhas e programas de simulação de diferentes níveis de complexidade, de forma a melhor compreender os processos e a quantificar os principais parâmetros envolvidos.

A partir da análise realizada abordando o funcionamento dos equipamentos e os fenômenos físicos envolvidos, surge a necessidade do desenvolvimento de novos elementos que possam proporcionar uma maior eficiência e um melhor desempenho a estes equipamentos. Além da constante preocupação com o consumo de energia, para manter a

competitividade da empresa, existe a necessidade de uma melhoria nos processos, de forma a aumentar a qualidade dos produtos e a reduzir os rejeitos ao longo do processo.

Um dos pontos preocupantes na queima em fornos a rolos consiste na redução do gradiente de temperatura na direção transversal do forno. A existência destes gradientes, com maiores temperaturas no centro e menores nas laterais, causa problemas dimensionais nos pisos produzidos, com maiores retrações na parte de maior temperatura. Para minorar o problema os fornos usam queimadores acima e abaixo dos rolos, sendo que são queimadores de chama longa, dirigida para a parede oposta do forno, fazendo com que haja na região um maior fluxo de energia e um maior aquecimento das peças que avançam pelas laterais. Como se trata de uma carga formada por elementos planos, é natural se pensar que a radiação térmica possua um papel importante nas trocas térmicas no ambiente de queima e que uma melhor distribuição desta radiação sobre as peças poderia melhorar a uniformização de temperatura das mesmas.

Assim, novas concepções dos equipamentos têm sido sugeridas, incluindo algumas alterações no formato da seção transversal do forno e a colocação de queimadores radiantes para homogeneizar o aquecimento das peças. O uso de queimadores radiantes tem acontecido em diversos setores, especialmente no setor industrial, onde vários processos dependem de trocas térmicas por radiação. Queimadores porosos radiantes, operando com gás natural, podem suprir esta demanda, desde que atendam aos requisitos de projeto relativos à potência, temperatura, durabilidade e eficiência de queima (Pereira, 2002)

A eficiência de queima também tem sido buscada com mais ênfase nos processos de combustão. Altas taxas de conversão de reagentes em produtos saturados garantem economia de combustível e diminuição dos custos de geração de energia. Entretanto se faz necessário um controle maior sobre o excesso de ar empregado nas reações, pois um maior valor de excesso de ar garante uma combustão completa, mas aumenta o consumo de combustível, por se tratar de mais ar a ser aquecido. Buscando uma redução de custos e em face da inevitável escassez das reservas de petróleo e gás natural dentro de um futuro não muito distante, a economia de combustível se torna um ponto de grande relevância no processo de transição para uma matriz energética sustentável.

A pressão da sociedade pela preservação do meio ambiente é outro importante aspecto a ser considerado no desenvolvimento de novos sistemas de combustão. A legislação brasileira ainda não aborda o assunto satisfatoriamente e o trabalho de fiscalização é pouco eficiente. No entanto, a longo prazo existe a tendência de que os níveis de emissão de poluentes e de CO<sub>2</sub> sejam gradativamente restringidos, a exemplo do que ocorre em países mais desenvolvidos, com um controle cada vez mais freqüente das autoridades competentes (Henriques, 1993). Esta perspectiva impõe desafios tecnológicos



que deverão ser enfrentados mais cedo ou mais tarde, seja na adequação dos sistemas já existentes, seja no desenvolvimento de novas tecnologias de queima. Assim, em linhas gerais, as demandas tecnológicas e sociais para o desenvolvimento de processos de combustão mais eficientes, aliados à troca de calor por radiação, podem ser resumidas da seguinte maneira:

- Aumentar a eficiência de troca por radiação, isto é, a parcela de calor proveniente da reação de combustão que é transferida por radiação térmica à carga que se deseja queimar, secar, etc;
- Melhorar a eficiência dos processos de combustão, minimizando a quantidade de combustível queimado e diminuindo conseqüentemente o custo de geração de energia e a emissão de CO<sub>2</sub> por kW produzido;
- Reduzir a emissão de poluentes (CO, NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub>, etc.).

Do ponto de vista tecnológico, as dificuldades da pesquisa com fornos a rolos são as diferentes condições operacionais dos equipamentos e a necessidade de obtenção de dados experimentais, os quais servirão para comparar com os valores obtidos das simulações. Estes dados deverão possuir um mínimo grau de confiabilidade, reduzindo-se os prováveis erros de medição, pois além de referência para a simulação, são importantes para se diagnosticar o estado de funcionamento do forno e as características das regulagens adotadas. Do ponto de vista acadêmico, existe a necessidade de melhor entendimento do funcionamento destes equipamentos, para compreender a ocorrência das trocas térmicas por condução, convecção e radiação de calor ao longo da estrutura dos mesmos, no interior e no exterior da carga. A interação do escoamento com as vizinhanças, reações químicas no interior da massa cerâmica e a avaliação dos processos de combustão e suas regulagens também devem ser analisadas.

A pesquisa aqui apresentada inclui a elaboração de um programa de simulação computacional, em linguagem *Fortran*, e o uso do mesmo nas simulações do comportamento térmico de um forno a rolos. Paralelamente a esta atividade, foram realizadas medições em campo e testes em laboratório, de maneira a comparar os resultados do programa com dados experimentais. Para reforçar o conhecimento destes equipamentos foi utilizado o software EES para análise inicial do balanço de energia e de massa, limitado a um pequeno trecho de comprimento do forno, e o Software CFX para análise dos fluxos dos gases no interior do equipamento. Deste modo tem-se como objetivo final a proposição de melhorias a serem implementadas no processo, visando à otimização do sistema de queima, bem como uma redução no consumo de energia. Também faz parte do objetivo geral, a médio prazo, o desenvolvimento de novas tecnologias para o sistema de queima, tal como a utilização de queimadores radiantes nos fornos.

Esta dissertação, portanto, descreve e analisa resultados obtidos na investigação do funcionamento de um forno a rolos, utilizado na indústria de revestimentos cerâmicos, com o objetivo de desenvolver ferramentas que auxiliem na melhor avaliação do funcionamento deste equipamento, a fim de aumentar sua eficiência térmica. O trabalho se divide em uma investigação experimental e na elaboração de um programa de simulação do comportamento térmico do conjunto. Nos experimentos buscou-se medir as características térmicas do forno como seus dados de entrada, vazão de gases no seu interior, perfis de temperatura, perfil de pressão estática, vazões de combustível e de gases, bem como fluxo de produtos queimados. Na parte teórica, o forno foi modelado para se quantificar os diferentes processos em curso, fornecendo valores diversos das temperaturas, vazões e dos fluxos de energia. Estes valores são comparados com os valores medidos para algumas variáveis, permitindo, além disto, prever os valores de outras variáveis cuja medição não seria praticável.

O forno a rolo analisado pertence à Cerâmica Casagrande, situada na cidade de Rio Negrinho - SC, que foi instalado no ano de 2004, sendo um forno relativamente moderno e assim, considerado bastante adequado à pesquisa.

## **1.2 Justificativa do trabalho**

Os fornos existentes na indústria cerâmica de revestimentos são, na maior parte, constituídos de equipamentos importados. A tecnologia disponível continua dominada, praticamente, por empresas italianas e espanholas. Apesar da procedência dos equipamentos, um esforço deve ser feito para entender o funcionamento dos mesmos, buscando melhorias nas regulagens adotadas nos fornos em operação. Pode-se também propor alterações no projeto original, permitindo uma redução no consumo térmico, sem contudo afetar a qualidade dos produtos.

O desenvolvimento de tecnologia nacional, mais eficiente termicamente, que possa competir com os equipamentos importados e que possa prover uma maior eficiência de térmica ao processo produtivo, também representa uma grande motivação para a execução do trabalho.

O trabalho se justifica como uma primeira ação do aluno, que consiste em elaborar uma ferramenta de simulação computacional, em linguagem Fortran, para auxiliar na avaliação das taxas de energia necessárias para a queima de revestimentos cerâmicos, levando em conta as características do processo e os fenômenos físicos envolvidos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA:

### 2.1 Panorama geral

No Brasil existem 94 empresas de revestimentos cerâmicos que operam 117 plantas industriais. O setor é composto por companhias essencialmente nacional que geram 25 mil postos de trabalho diretos e cerca de 250 mil empregos indiretos em toda a cadeia produtiva. O país detém o segundo maior mercado consumidor do mundo e é o quarto exportador e produtor mundial de revestimentos cerâmicos e o segundo fornecedor de revestimentos cerâmicos para o mercado norte-americano, atrás somente da Itália. Os revestimentos cerâmicos brasileiros são exportados para mais de 150 países. As exportações do setor representam saldos positivos na balança comercial brasileira. (Anuário Brasileiro de Cerâmica, 2006)

De acordo com a Anfacer (Associação Nacional dos Fabricantes de Cerâmica para Revestimento), das empresas de revestimentos em operação no Brasil e praticamente todas utilizam gás em suas linhas de produção. As empresas absorvem 800 milhões de metros cúbicos por ano, volume que equivale a 10% de todo o gás importado da Bolívia e a 6% do total consumido no País. Os fabricantes nacionais estão entre os principais usuários do produto, que corresponde a cerca de 30% dos custos de produção.

A evolução da cerâmica no Brasil foi acompanhada e, em certos casos, garantida pela indústria de equipamentos, que tem razoavelmente acompanhado a tendência mundial. Em alguns setores, é sensível a influência de tecnologia estrangeira.

Grande parte dos equipamentos é construída no Brasil por filiais de empresas multinacionais (a maioria italiana), por indústrias nacionais associadas às multinacionais ou por empresas nacionais que compraram a tecnologia.

A evolução verificada no desenvolvimento de novos produtos e, como consequência, de novos processos (monoqueima) e equipamentos (secadores e fornos a rolos), foi marcada pela busca e obtenção de tempos de processamento térmico menores, com reduzido consumo de energia nos processos de secagem e de queima. Esta evolução implicou na substituição de secadores e fornos que utilizavam combustíveis líquidos derivados do petróleo (óleo diesel, óleos combustíveis residuais), por outros concebidos para a queima de combustíveis gasosos. Os fornos e secadores de projetos mais recentes, que utilizam gás combustível, permitem o contato direto dos produtos de combustão com o material cerâmico, proporcionando maior eficiência ao processamento térmico. Nos fornos mais antigos que utilizavam combustíveis líquidos, o contato direto dos produtos de combustão nem sempre era possível, sobretudo nos produtos decorados, em função do risco de deposição de partículas combustíveis nas superfícies decoradas, ou mesmo o

ataque de produtos de combustão ( $\text{SO}_2/\text{SO}_3$ ) no material cerâmico. O contato direto dos produtos de combustão com o material cerâmico, associado à implementação do processo de monoqueima, significa uma sensível redução do consumo específico (kcal/kg de produto), bem como do índice de rejeitos, o que pode resultar em menores custos operacionais. No entanto, os combustíveis gasosos são considerados mais nobres do que os anteriormente utilizados e, portanto, mais caros, existindo restrições legais à sua utilização (caso do GLP), ou à sua disponibilidade (caso do gás natural).

Quanto à melhoria do processo, a evolução dos níveis de automação industrial e a conquista de um sistema de fornecimento de gás natural próximo às unidades industriais, certamente ensejam melhores índices de qualidade, com a racionalização de insumos energéticos. Quanto às possibilidades do uso mais eficiente da energia, verifica-se que a redução do consumo específico pode ser obtida mediante a implementação de processos alternativos provenientes de uma evolução tecnológica de fabricação, ou da adoção de medidas que visem esta finalidade.

Com relação às vantagens comparativas, o setor apresenta um cenário bastante promissor, em função da grande disponibilidade de matérias-primas, do bom nível de qualidade atingido e do potencial de mercado interno alimentado pelo déficit habitacional existente. As perspectivas de ampliação das exportações, atingindo mercados internacionais, são promissoras graças ao preço. Neste sentido, as alterações na matriz energética do setor e a variação dos preços dos energéticos desempenham papel preponderante, em função da participação do custo da energia nos custos da produção.

A indústria cerâmica brasileira é a segunda maior do mundo em capacidade instalada e a quarta em produção. Os dois maiores, Itália e Espanha, obtêm níveis de produção entre 95 a 98% de sua capacidade instalada, enquanto que o Brasil opera numa faixa de 55 a 65% da capacidade instalada.

## **2.2 A produção de cerâmica de revestimento**

No processo de fabricação de revestimentos cerâmicos, um dos principais custos da produção é o da energia empregada, principalmente térmica e elétrica (15% do custo, Nasseti, 1998). A evolução contínua na tecnologia empregada e a aplicação de medidas de economia energética tem tornado possível a diminuição do impacto deste fator no custo final do produto.

O processo de fabricação de revestimentos cerâmicos requer, em algumas de suas etapas, um consumo energético responsável pelas transformações físico-químicas necessárias para se obter o produto final. Deste fato, verifica-se que um dos melhores

indicadores da evolução da indústria cerâmica é o estudo da evolução de seu consumo energético, que é abordada no presente trabalho.

As etapas que requerem uma demanda energética têm apresentado mudanças com o tempo, devido à evolução tecnológica do processo e, em algumas ocasiões, o processo produtivo tem provocado mudanças na fonte de energia.

A operação de secagem era realizada ao ar livre ou em salas suficientemente ventiladas, preparadas para tal propósito. Pouco a pouco, durante o período de 1930-1970, generalizou-se o uso de combustíveis líquidos (óleo). Inicialmente foi empregado na segunda queima e posteriormente também na secagem e queima do suporte. Esta mudança ocorreu em função da evolução tecnológica destas etapas do processo e das vantagens que este combustível apresentava em relação aos combustíveis sólidos: maior constância em suas propriedades, facilidade de transporte e centralização do fornecimento.

Na segunda queima passou-se a empregar fornos de passagem, mantendo os fornos árabes, com lenha, para a queima do biscoito. Posteriormente o surgimento dos fornos túneis para a primeira queima (finais dos anos 60) e dos fornos a rolos para a segunda (princípio dos anos 70), eliminaram definitivamente o emprego dos combustíveis sólidos.

A possibilidade de queimar o suporte e o esmalte em uma única queima (monoqueima), no final dos anos 70, conduziu a uns dos mais importantes acontecimentos tecnológicos dos últimos anos no setor: o emprego de fornos a rolos na etapa de queima.

O aparecimento desta nova tecnologia de queima trouxe importantes mudanças nos processos de produção. Pouco a pouco o processo de biqueima tradicional (empregando fornos túneis para o suporte e fornos de canais para a segunda queima), foi substituído pela monoqueima em fornos a rolos, primeiro para produzir pisos e posteriormente azulejos. Em processos em que por diversas razões, tem-se mantido a biqueima, esta tem sido realizada em fornos a rolos de passagem rápida (biqueima rápida).

Nos fornos a rolos os gases de combustão entram em contato direto com o produto, o que requer a utilização de combustíveis cujos gases de combustão sejam isentos de substâncias suscetíveis de provocarem defeitos no produto final. Em razão disto, no início dos anos 80, implantou-se o gás natural como principal fonte de energia, tanto no processo de queima como no de secagem, relegando inicialmente a um segundo plano, e posteriormente eliminando completamente, o uso do óleo nestas etapas do processo.

Quase ao mesmo tempo em que se produziam as mudanças na monoqueima, as exigências de qualidade do produto se tornaram cada vez maiores. Os maiores formatos foram revolucionando o mercado e as peculiaridades do novo processo de produção fizeram necessário o surgimento de uma nova etapa do processo: a secagem por atomização. Para esta etapa, que também requer um consumo energético importante, adotou-se em muitos casos o gás natural como fonte de energia térmica.

Posteriormente, dadas as necessidades elevadas de energia no processo de secagem por atomização (gases em temperaturas elevadas), adotaram-se sistemas de cogeração para o fornecimento energético nesta etapa do processo. Recentemente estão sendo implementados sistemas de cogeração, de menores dimensões, na etapa de secagem das peças. (Enrique, 2000).

## 2.2.1 Processo produtivo

Atualmente a maior parte dos revestimentos cerâmicos para piso e parede produzidos no país segue o fluxograma da figura 2.1, com pequenas variações de acordo com o tipo de produto, que varia basicamente em função da quantidade de absorção de água da peça resultante. A classificação é feita de acordo com a (tabela 2.1).

Tabela 2.1 - Absorção de água dos diferentes produtos.  
(Anuário Brasileiro de Cerâmica, 2002)

Tipo de Produto	Absorção d'água [%]
Porcelanato	0,00 a 0,50
Gres	0,51 a 3,00
Semi-grês	3,01 a 6,00
Poroso	Acima de 6,00

Também uma classificação muito utilizada no meio cerâmico é com respeito ao tipo de moagem usada, que pode ser tanto a moagem via úmida, como a moagem via seca. Esta diferenciação tem por base o gasto energético maior na moagem via úmida, em relação à seca. No entanto a moagem via úmida tem maior facilidade de homogeneização da massa cerâmica, com partículas menores, resultando em melhores propriedades no produto cerâmico final.

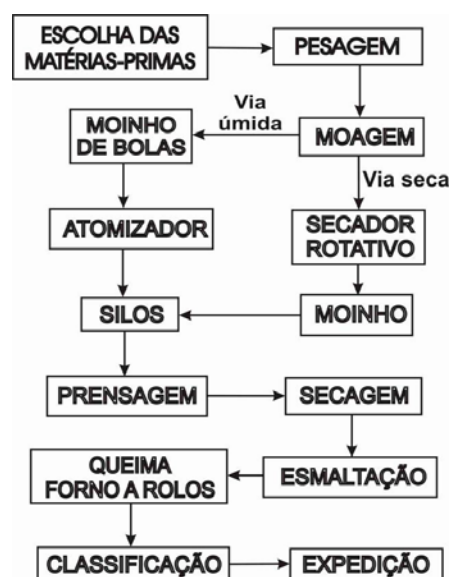


Figura 2.1 - Fluxograma do processo produtivo.

## 2.3 Trocas Térmicas

O estudo das trocas térmicas no interior de fornos a rolos é de essencial importância para o correto dimensionamento dos mesmos durante o projeto, de modo a satisfazer a curva de queima requerida pela massa cerâmica em questão. Desta maneira pode-se dizer que o forno pode ser regulado para processar uma massa cerâmica específica, ou que seja dotado de diversos elementos de regulação, para atender a diversos tipos de massa. A questão econômica também se impõe durante a escolha, levando a projetos de fornos para grupos de produtos.

A grande variedade de massas existentes pode representar uma dificuldade no momento da realização do projeto da queima ou mesmo no momento de implantação da regulação. Há casos em que ocorrem mudanças bruscas nos materiais que estão sendo queimados, sendo necessário mexer em todo o fluxo de gases que circulam no interior do forno, fazendo com que este assuma um perfil de temperatura completamente diferente do perfil adotado na queima do produto anterior. Para fornos a rolos é possível essa alteração de produtos, devido à resposta rápida do forno, pois o mesmo possui uma baixa inércia térmica. Esta baixa inércia, comparando com equipamentos como o forno túnel, decorre do tipo de material usado (isolamento leve, ausência da massa das vagonetas), e do rápido ciclo de queima. Possui mais recursos técnicos, pois o seu sistema de queima utiliza ar e combustível modulantes, através de sistemas automáticos que controlam as vazões de ar e de combustível, conforme as necessidades do forno. Deste modo é possível corrigir os perfis de temperatura, através de controles de vazão instalados e através de queimadores de altas velocidades de queima, que provocam grande turbulência no interior do forno.

### 2.3.1 Consumo de Energia

A energia utilizada nos fornos é destinada para aquecer a carga, evaporar a umidade e fornecer o calor necessário para as reações químicas e a sinterização do material cerâmico. Em termos gerais, pode-se considerar que em um forno a rolos, mostrado de forma esquemática na figura 2.2, a energia fornecida pelo combustível é consumida das seguintes formas:

- Produtos: Acúmulo térmico no material queimado após a saída do forno. Podem ainda ser incluídas parcelas relativas à evaporação da umidade residual e às reações endotérmicas nos produtos.
- Chaminé: Através de energia remanescente nos gases de exaustão, nas chaminés do resfriamento indireto e do resfriamento direto;

- Calor Perdido: Radiação e convecção para o ambiente, através das paredes e do teto, e, em menor escala, condução através dos rolos. Vazamento em diversos pontos, sobretudo pelas frestas ao redor dos rolos.
- Estrutura: Aquecimento da estrutura do forno, como teto, paredes – consumo relativo à colocação do forno em marcha e as alterações de funcionamento, não sendo significativas no funcionamento em regime permanente;
- Secagem: Energia contida no ar de resfriamento, que é reaproveitada para o processo de secagem;

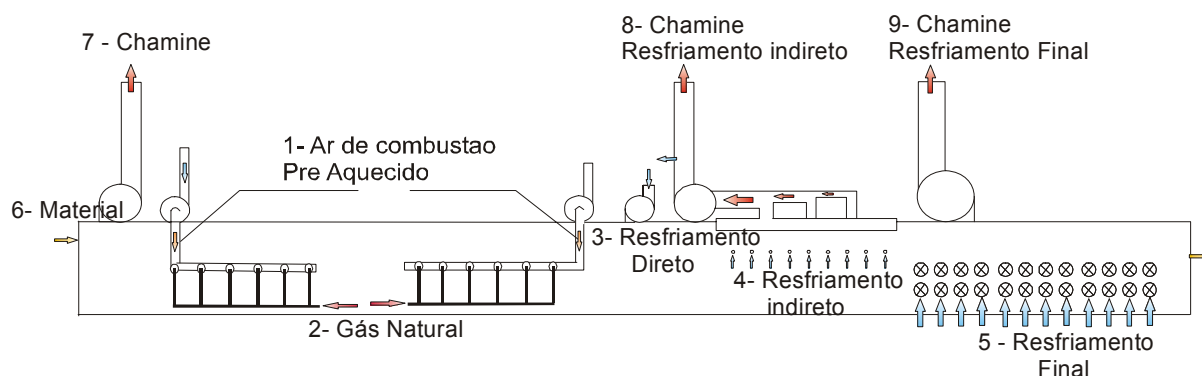


Figura 2.2 - Pontos de entradas e saídas de massa ao longo do forno.

Os valores percentuais para cada um destes itens da figura 2.2 são muito variáveis, dependendo do tipo de forno, da capacidade do mesmo, do produto a queimar, da eficiência de operação, do tipo de combustível utilizado, da eficiência de combustão, entre outros. A título de exemplo, a tabela 2.2 apresenta dados da literatura sobre esses valores, em fornos túnel, que mostram esta variação.

Tabela 2.2 - Dados de distribuição da energia proveniente da queima do gás natural no interior do forno.

	Chaminé Tiragem %	Resfriamento Final %	Resfriamento Indireto %	Produtos %	Paredes %	Reações Químicas %	Outros %
Dadam, 2003	34,3	18,9	15,8	4,5	7,6	12,1	4,4
Jahn, 2005	11,7	48,4	4,8	5,0	4,8	10,0	15,3
Caddet, 1993	39,9	28,6	5,1	0,2	13,2	10,2	2,6

Em geral, o importante é que se consiga o aporte de calor necessário para que as reações aconteçam nos produtos e que a quantidade de calor perdida pelos gases na chaminé e pelas paredes seja baixa. Dessa forma, estar-se-ia garantindo uma maior eficiência térmica, que é equivalente a um menor consumo de combustível.



Ainda a título de exemplo, ressalta-se que o consumo de energia tem sido tratado de modo muito especial no parque cerâmico italiano, visando a redução do custo total de fabricação. A preocupação é de ordem tal que em cada empresa, tanto cerâmica como outras com elevado consumo energético, foi instituída a figura do “Responsável Energético” (Energy Manager). Sua função é garantir o uso racional da energia no processo, bem como dar ênfase aos processos de recuperação. Cada empresa com consumo superior a 10.000 TEP, deve informar ao Ministério da Indústria e Comércio, até 30 de abril de cada ano, o nome do técnico responsável pela função, que deve cumprir um conjunto de tarefas específicas, relativas à conservação e ao uso racional da energia (Nasseti et al, 1998).

O gráfico da figura 2.3 mostra a participação da energia térmica e da energia elétrica no custo total de fabricação, ao longo dos anos (Nasseti et al, 1998). A preocupação com o consumo determinou medidas de conservação e uso racional, com ações específicas no período entre 1981 e 1985, com grandes reduções de consumo. O processo continuou até o final dos anos 80. Nos anos 90 ocorreu um acréscimo progressivo nos custos da energia, tanto térmica quanto elétrica, representando novos acréscimos nas curvas, embora se tenha continuado com a política de uso racional e de conservação.

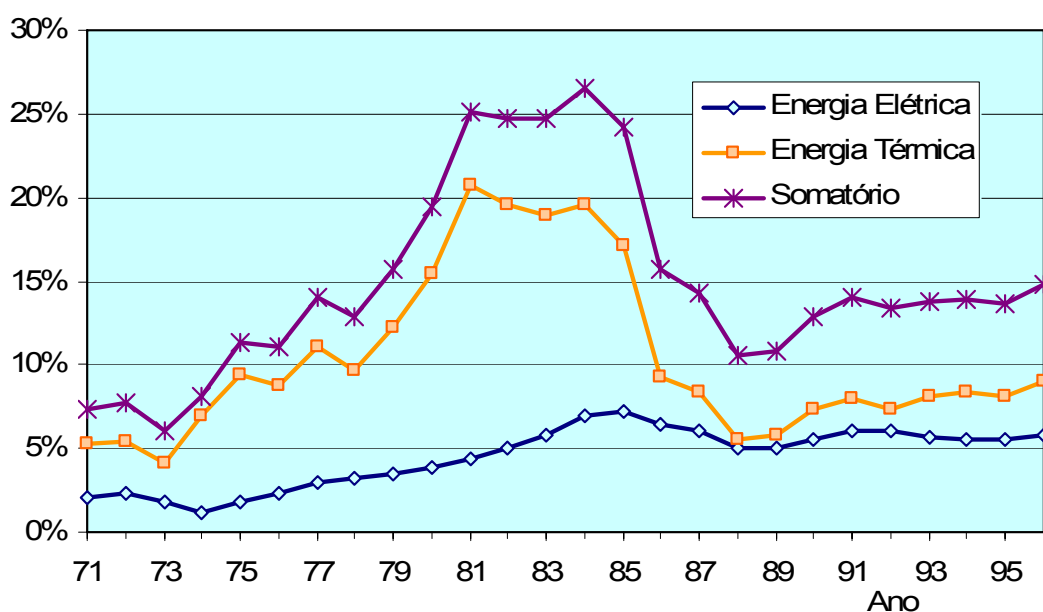


Figura 2.3 – Custos da energia térmica e da energia elétrica no custo de fabricação. (Nasseti et al, 1998).

O consumo térmico de fornos a rolo é apresentado como dependente do produto cerâmico por Nasseti et al (1998), e são mostrados na tabela 2.3, com relação ao peso e com relação à área produzida. Os resultados mostram que em cada caso há uma faixa ampla, dependendo da produtividade do forno, da utilização correta e da qualidade do equipamento, bem como dos parâmetros de trabalho. Nos processos de biqueima ocorre o

maior consumo de energia, uma vez que se deve somar os valores da queima do biscoito com os valores da esmaltação.

Tabela 2.3 – Consumo energético em forno a rolos, relativo ao peso de material e à área de produto queimado. (Nasseti et al, 1998).

	Processo de queima	Consumo [kcal/kg]	Consumo [kcal/m <sup>2</sup> ]
1	Grês-porcelanato	658 - 722	12.362 – 13.720
2	Monoqueima clara	599 - 654	10.219 – 13.240
3	Monoqueima vermelha	483 - 1458	8.413 – 25.016
4	Monoporosa vermelha	596 - 727	7.921 – 8.848
5	Biqueima - biscoito – ciclo rápido	470 - 708	5.330 – 8.378
6	Biqueima – esmaltação – ciclo rápido	354 - 456	3.898 – 7.649

No parque cerâmico brasileiro apenas algumas empresas têm tido a preocupação em racionalizar o uso da energia, sobretudo no que concerne ao aproveitamento dos gases de exaustão. A preocupação em muitos casos está mais relacionada ao custo do combustível e à busca de alternativas energéticas. No entanto, como há muito investimento no setor, com a importação de equipamentos, os resultados obtidos em outros países também acabam tendo efeitos no parque nacional.

### 2.3.2 Modelagem térmica de fornos contínuos

Os trabalhos de modelagem térmica de fornos se concentram mais na área de fornos túneis, pois o desenvolvimento de fornos a rolos envolve elevados investimentos e é feito por grandes companhias, que restringem a circulação das informações. Entretanto o equacionamento é bastante semelhante nos dois casos, com a diferença de que em fornos túneis tem-se uma carga formando uma pilha, com certa porosidade e nos fornos a rolos a carga é formada por uma placa de peças planas. Mesmo com estas diferenças, a abordagem dos problemas pode ser feita de modo semelhante, justificando uma observação também dos trabalhos feitos em fornos túneis.

Gardiek e Scholz (1981) consideraram um forno túnel, assumindo que a carga tinha uma temperatura uniforme em cada seção transversal e que se movia continuamente. Consideraram somente a transferência de calor entre a carga e os gases. As perdas de calor, as infiltrações e os vazamentos de ar foram negligenciados. O modelo assumiu a zona de queima como sendo bem servida por queimadores, garantindo uma temperatura constante dos gases na direção axial. O modelo é limitado quanto à precisão, mas permite um entendimento dos princípios físicos do processo de queima em fornos túneis.

Dugwell e Oakley (1988) apresentaram um modelo no qual foi considerada a condução transiente bidimensional na carga. As temperaturas da carga e dos gases foram calculadas. Entretanto, segundo Yu (1994), este modelo não era condizente com as características dinâmicas de um forno túnel. Uma característica comum nos modelos apresentados acima é que as temperaturas dos gases foram determinadas pelos modelos.

Abbakumov e Mociu (1981) propuseram um modelo que considera as equações do balanço de energia e balanço de massa dos gases e da carga, somente na zona de queima do forno. O modelo considera a transferência de calor em regime permanente, sendo que as quantidades de calor transferidas dos gases para a carga, para as paredes do forno e para as vagonetas foram consideradas conhecidas. Os parâmetros a serem resolvidos eram: o consumo de combustível (gás natural), o consumo de ar primário, o fluxo de gases e sua composição e a máxima diferença de temperatura nos espaços entre cargas adjacentes. Os demais parâmetros eram todos conhecidos, tal como o número de queimadores, a temperatura nos queimadores, as perdas de calor nos queimadores e exaustores e a temperatura do ar primário. Abbakumov e Mociu (1981) aplicaram seu modelo matemático a uma simulação computacional e controlaram diversos parâmetros de um forno túnel. Os resultados obtidos apresentaram boa concordância com dados experimentais.

Yu (1994) apresentou um modelo que descreve os processos dinâmicos de um forno túnel. O modelo é baseado nas equações do balanço de energia, e do balanço de massa, e considera a condução transiente de calor ocorrendo na carga e nas vagonetas, nas três zonas do forno. Segundo Yu (1994), os processos dinâmicos de um forno túnel são controlados justamente pela condução transiente bidimensional na carga e nas vagonetas. O modelo considera uma taxa de entrada de carga, calculado pelo intervalo de tempo no qual uma vagoneta, carregada de produtos ainda não queimados, é empurrada para o interior do forno e, simultaneamente, outra vagoneta, carregada de produtos queimados, é empurrada para fora do forno. Os perfis de temperatura dos gases e de concentração de oxigênio na zona de queima são conhecidos de acordo com os produtos a serem fabricados e de acordo o tipo e dimensões do forno, similarmente ao modelo de Abbakumov e Mociu (1981). O consumo de combustível, o fluxo de gases de exaustão e os fluxos de ar primário e de ar de resfriamento, são determinados para manter a distribuição de temperatura dos gases e de concentração de oxigênio na direção axial, de modo a se obter produtos de alta qualidade, reduzir os custos de operação, principalmente com combustível, e proteger o meio ambiente da poluição do ar. Yu (1994), apresentou também simulações associadas a um forno túnel de 72 metros de comprimento, utilizado para a queima de tijolos. Foram feitas simulações com duas diferentes atmosferas, um perfil de temperatura dos gases e três diferentes tipos de estruturas isolantes de vagonetas. Os resultados obtidos apresentaram

uma boa concordância com a situação prática, mostrada pelos dados experimentais apresentados no trabalho de Xu (1984).

Santos (2001), realizou um estudo em que simula um forno contínuo tipo túnel. Seu trabalho foi baseado em um único modelo de forno (no caso o forno da Cerâmica Heinig, Brusque – SC), onde construiu um programa específico para este. Seus resultados numéricos foram comparados com dados experimentais, apresentando boa concordância. Em seu trabalho, Santos (2001), diferentemente de Yu (1994), usou como entrada do programa a quantidade de combustível e de ar de combustão, para obtenção da curva de temperatura dos gases e da carga e para o aquecimento da estrutura do forno. A partir das simulações foram propostas e implantadas várias alterações no forno, como mais isolamento e alongamento da zona de resfriamento, obtendo resultados satisfatórios de economia e produtividade.

Dadam (2005), desenvolve e aplica as ferramentas de simulação no auxílio ao projeto e à construção de fornos túneis. O forno estudado é um forno túnel, destinado à queima de produtos de cerâmica vermelha, que permite a utilização simultânea de dois combustíveis, o gás natural e a serragem. Os resultados das análises térmicas desenvolvidas neste trabalho foram utilizados no projeto e na construção do forno. Estes dados, gerados pelas simulações, abrangem os perfis de temperatura das paredes, gases e carga ao longo do forno e todo o balanço energético envolvido. Com o forno em funcionamento, alguns dados experimentais foram coletados para a comparação com os resultados numéricos, de forma a auxiliar na execução de ajustes na regulação do forno e também avaliar o desempenho do próprio programa numérico, (figura 2.4).

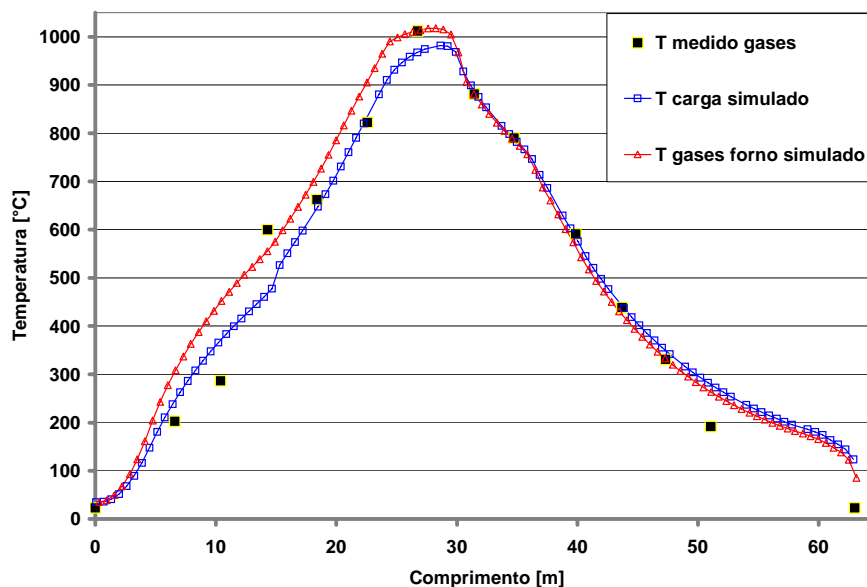


Figura 2.4 - Comparação entre os valores experimentais de temperatura dos gases do forno e as temperaturas simuladas para os gases e a carga (Dadam, 2005)

Chmielowski (2005), analisa as trocas térmicas entre os rolos e a carga plana (figura 2.5), mostrando os fluxos de calor para os rolos de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  (Alumina), em dependência da velocidade do produto. Conclui que quanto maior o coeficiente de penetração de calor (que é a energia transferida dos gases e da carga para os rolos), e maior a velocidade do produto, maior será a transferência de calor para os rolos. Seu modelo considera que a transferência de calor é um problema bidimensional com condução de calor na direção radial e fluxo de entalpia na direção tangencial. As condições na direção axial do rolo são constantes.

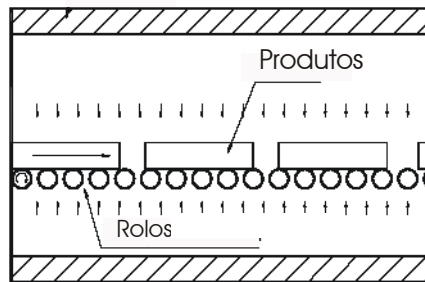


Figura 2.5 - Produtos passando sobre os rolos.

A figura 2.6 mostra os resultados numéricos e analíticos do fluxo de calor em relação ao número de rotações obtidos nesse estudo, os diâmetros dos rolos correspondem aos utilizados na prática. Os desvios entre valores numéricos e analíticos para fluxos de calor chegam ao máximo em 15 % nas rotações acima de 0,3 rpm. Com um número de revoluções menor que 0,3 rpm, o resultado analítico do fluxo de calor torna-se consideravelmente inferior ao resultado numérico. Isso ocorre porque a condução tangencial na parede do rolo é desprezada no modelo analítico. Entretanto essas baixas rotações não são utilizadas na prática.

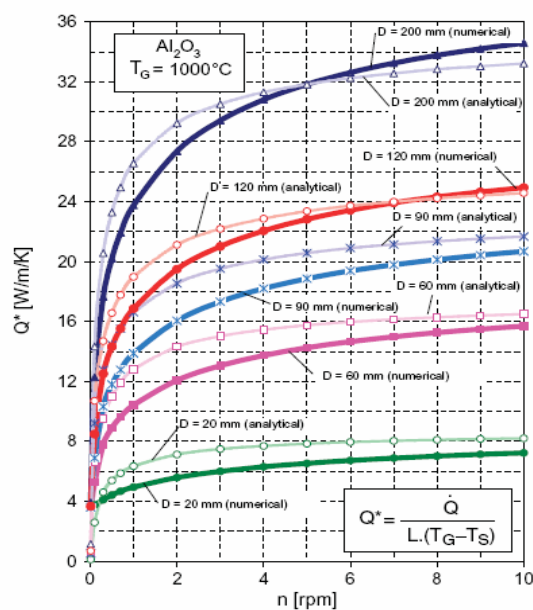


Figura 2.6 - Comparação dos fluxos de calor calculados numericamente em rolos de Alumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). (Chmielowski, 2005)

### 3 FORNO A ROLOS ESTUDADO

O forno a rolos caracteriza-se por apresentar uma esteira para deslocar os produtos através do forno, ao invés de vagonetas. Ele é um forno contínuo, como o forno túnel que é utilizado na cerâmica vermelha para fabricação de tijolos e telhas, utilizando o mesmo modelo de fluxo de ar no seu interior, com os queimadores também posicionados na lateral do forno (figura 3.1). A maior parte do calor é liberada no centro do forno e os gases de exaustão são puxados em direção à entrada, contra o fluxo do produto. A zona de resfriamento trabalha igualmente de forma a retirar o calor das peças, sendo o ar de resfriamento direcionado da saída para o centro do forno, onde é normalmente retirado por um ventilador de resfriamento dos produtos. Rolos de cerâmica ou, dependendo a temperatura, rolos de aço inoxidável compõem a esteira. Os tipos mais populares de rolos de cerâmica são fabricados de mulita e de carbeto de silício recristalizado, (Remmey, 1994).



Figura 3.1 – Vista frontal de um forno a rolos mostrando a posição dos tijolos isolantes colocados na parte interna do forno.

A figura 3.2 mostra distribuição de temperatura ao longo do comprimento de um forno a rolos, de pequeno comprimento, apresentado por um fabricante (Vulcan roller kilns, 2002), associando, na abscissa, o tempo da queima com a posição da peça dentro do forno. Observa-se a evolução da temperatura, com um aquecimento progressivo até a região de queima, seguido de um resfriamento brusco, no início, e moderado no final. A associação tempo de queima com distância percorrida no forno tem a função didática de mostrar que o processo num forno contínuo não difere daquele de um forno estático, em que a carga está em repouso e que o ciclo é estabelecido pelo sistema de queima. Entretanto, em um determinado forno o ciclo pode ser variado, imprimindo-se maior ou menor velocidade à carga, sendo a figura válida apenas para um ciclo específico.

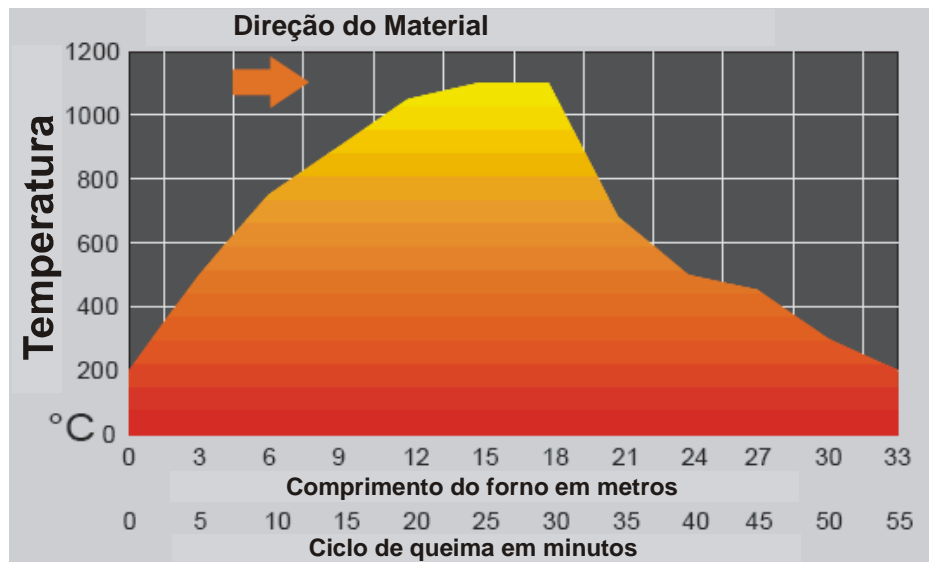


Figura 3.2 – Curva de temperatura de um forno a rolos (Vulcan roller kilns, 2002).

A figura 3.3 mostra uma seção transversal de um típico forno a rolos. Os queimadores são geralmente posicionados para queimar em baixo e acima da esteira rolante. A maior vantagem do forno a rolos sobre o forno túnel é a ausência de vagonetas a serem aquecidas e resfriadas, deslocando-se através do forno somente o produto ou o produto e uma única peça da mobília do forno. Assim, ciclos extremamente rápidos tornam-se possíveis. O alcance dos ciclos de queima dos fornos a rolos é usualmente de 30 minutos a 4 horas. Para ciclos de queima superiores a 4 horas, a utilização de um longo forno túnel com vagonetas leves pode se tornar uma solução economicamente mais interessante, (Remmey, 1994).

Após a passagem pela região de queima, a carga caminha em direção ao final do forno, devendo sofrer um processo de resfriamento. Neste processo de resfriamento tem-se o circuito de resfriamento rápido, seguido do circuito de resfriamento lento, mais longo, que vai justamente até a saída do forno. O conjunto do resfriamento rápido tem primeiro a função de baixar a temperatura da carga até uma temperatura em torno de 650°C, seguido de um resfriamento mais lento, passando com segurança pela temperatura de 573°C, onde ocorre à transformação alotrópica do quartzo, responsável por uma grande variação dimensional.

A obtenção de uma determinada curva de queima parte, primeiramente, da seleção e regulagem do valor da temperatura máxima de queima. Este controle é feito em cada queimador ou em grupos de queimadores, tendo uma regulagem de vazão de gás comandada por um controlador PID, a partir de um sinal de temperatura colhido por um termopar. A distribuição de temperatura irá depender do conjunto de regulagens adotadas na região de queima e também do escoamento de gases na região de pré-aquecimento. Os gases da região de queima fluem em contracorrente com a carga até o início do forno, sendo então levados à chaminé. O ar da região de resfriamento não deve adentrar a região

de queima; a permissão ocorre apenas para uma pequena parcela, sendo o maior volume retirado por chaminés localizadas na parte central do forno. Diferentes dos fornos túneis convencionais, os fornos a rolos não possuem canais nas paredes, pois os gases quentes admitidos no forno circulam pelo canal principal até serem retirados pela chaminé. Para existir uma boa troca térmica no interior do forno são dimensionados queimadores de alta velocidade, fazendo com que a turbulência existente não possibilite que os gases quentes se acumulem somente na parte superior, próximo ao teto.

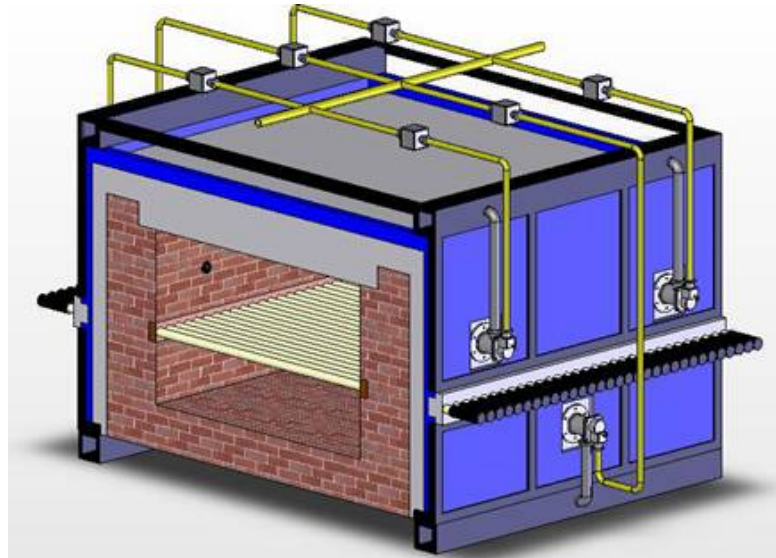


Figura 3.3 – Esquema ilustrativo do forno a rolo estudado.



Figura 3.4 – Região de resfriamento rápido do forno estudado.

Por apresentarem um mecanismo de esteira em todo comprimento e rolos de cerâmica presentes geralmente nas áreas mais quentes do forno, os fornos a rolos são dispendiosos. Eles também são limitados na largura pelo comprimento dos rolos, já que estes devem atravessar as duas paredes laterais.

A dimensão de 2,8 metros de largura interna está próxima à máxima. Ao limitar a altura do forno com uma certa dimensão e a largura para aproximadamente 2 metros, a única maneira de se obter maior capacidade seria aumentando a velocidade de queima.



Nas figuras 2.11 e 2.12 tem-se, respectivamente, a entrada e a saída das peças (pisos cerâmicos) no forno a rolos.



Figura 3.5 – Entrada dos revestimentos cerâmicos no interior do forno.



Figura 3.6 - Saída dos revestimentos cerâmicos do interior do forno.

## 4 PROGRAMA DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA:

A simulação numérica tem sido uma poderosa ferramenta usada na solução de diversos problemas da engenharia, pois permite a compreensão e uma avaliação dos fenômenos envolvidos de uma forma rápida e menos dispendiosa, quando comparada a métodos experimentais. Em verdade são métodos que se complementam, permitindo o primeiro extrapolar e estudar uma série de diferentes situações do mesmo problema, e o segundo de corroborar o funcionamento do primeiro em alguns casos particulares. É o caso deste estudo, onde foi utilizado um modelo numérico com a finalidade de simular o comportamento térmico de um determinado forno, sendo os resultados comparados com os dados experimentais obtidos neste forno industrial em operação. Com esta abordagem pretende-se obter informações necessárias para um maior conhecimento do funcionamento destes equipamentos, principais responsáveis pela produção de revestimentos cerâmicos.

As técnicas de simulação numérica em mecânica dos fluidos e transferência de calor, comumente conhecidas como CFD (Computational Fluid Dynamics), têm sido utilizadas com sucesso nas mais variadas áreas da engenharia para análise e solução de problemas físicos, tão complexos quanto forem os recursos disponíveis. No campo da simulação e análise de fornos cerâmicos, em nível de Brasil, encontram-se alguns trabalhos publicados nos últimos anos. Entretanto, em geral estes trabalhos não abordam de maneira completa a solução do problema do escoamento dos gases no interior dos fornos, uma vez que a parte advectiva deste problema requer recursos computacionais elevados e indisponíveis, devido ao tamanho e detalhes da geometria dos fornos.

Entre os métodos empregados por autores desta área, os mais comuns são o de diferenças finitas e o de volumes finitos, que apresentam muitas semelhanças entre si. Nesta direção a equipe do LabCET-EMC-UFSC, especializada na análise de fornos e secadores cerâmicos em geral, conta com bastante experiência no desenvolvimento de programas de simulação computacional, utilizando o método de volumes finitos e mais recentemente vem buscando utilizar softwares comerciais de CFD, como o CFX, para simular o comportamento de fornos. Uma forma alternativa de abordagem do problema vem sendo adotada na solução de problemas mais complexos, com o uso do software comercial para estimar os campos de velocidade dos gases e com o uso do software desenvolvido no próprio laboratório para a solução do problema de transferência de calor. Desta maneira consegue-se uma aproximação melhor dos fenômenos que ocorrem no interior dos fornos. Assim, a equação de conservação do movimento não será resolvida acoplada aos fenômenos de transferência de calor, nem para o escoamento interno, de gases quentes, nem para o externo, ambiente. Os campos de velocidade dos escoamentos serão pré-determinados com o uso de *CFX*

A ferramenta de simulação numérica será utilizada com o objetivo de gerar dados que serão então confrontados com dados experimentais colhidos no próprio forno. Os ajustes necessários ao programa serão implementados para que a modelagem matemática dos processos físicos presentes no forno, e o próprio programa de simulação, possam ser aplicados a outras situações, sejam elas de análise ou de projeto.

Um dos resultados mais importantes da simulação de um forno é a obtenção da chamada “curva de queima”, ou seja, a distribuição longitudinal de temperatura, experimentada pela carga do forno ao se deslocar ao longo deste. Esta curva apresenta, ao longo do comprimento, o mesmo processo que a carga experimentaria ao longo do tempo em um forno intermitente, também chamado de “estático”, pelo fato desta carga ficar estacionada no interior deste forno. Importam neste caso não apenas o valor máximo da temperatura, mas também o tempo de permanência neste patamar, a taxa de aquecimento e a taxa de resfriamento. Como os rolos possuem uma velocidade constante, a variável tempo em que ocorre o processo, está diretamente relacionada com a posição da carga no interior do forno.

O entendimento dos mecanismos de trocas térmicas, a existência de elementos de controle do escoamento dos gases em contracorrente ao movimento da carga, é essencial para o bom desempenho do processo de aquecimento e de queima. Um bom desempenho, neste caso, significa a obtenção da maior uniformidade de temperatura possível para os diferentes pontos da carga, obtendo-se uma queima uniforme.

Simular o comportamento de algum sistema físico significa submeter o modelo matemático que descreve este sistema, à operação sob diversas condições, para observar o seu comportamento (Bazzo e Pereira, 2006). Uma simulação bem feita permite reproduzir o funcionamento do sistema físico real com bastante fidelidade e com custos reduzidos.

Em contraste com uma solução analítica, que permite determinar as propriedades em qualquer ponto do meio, soluções numéricas só permitem a determinação das propriedades em pontos discretos (Incropera e De Witt, 1998). O primeiro passo em qualquer solução numérica é então a seleção sucinta destes pontos. Cria-se portanto uma rede de pontos, onde cada ponto representa uma região do meio, isto é, cada ponto representa as propriedades médias da sua vizinhança.

Naturalmente, a exatidão dos cálculos depende primordialmente do número de pontos escolhidos, assim como também o tempo de execução do programa computacional. Entretanto o número de pontos não tem uma relação tão direta com a precisão da solução numérica, estando esta característica associada muito mais ao modelamento matemático dos fenômenos presentes no problema e às hipóteses simplificativas adotadas, do que ao número de pontos e à exatidão da solução (Maliska, 2004).

Ao redor destes pontos são realizados balanços das variáveis desejadas, no caso, balanços de massa e de energia. Estes balanços dão origem a equações matemáticas que devem formar um sistema linear. Caso haja algum tipo de não-linearidade nas equações, estas devem ser linearizadas, mediante o uso de alguma técnica apropriada (Maliska, 2004). Este é o caso, por exemplo, dos termos de troca de calor por radiação, presentes nas equações oriundas de balanços de energia.

A solução do sistema linear de equações obtido é feita de forma iterativa, calculando-se o valor de todas as incógnitas no interior do domínio e ajustando-se continuamente os coeficientes destas, que carregam em si as não-linearidades do sistema, até que se alcance a convergência do valor de todas as variáveis. Esta é então a solução do sistema de equações. De posse desta solução pode-se então determinar todos os perfis de temperatura e as perdas de calor ao longo do forno, assim como verificar os pontos positivos e negativos de cada detalhe do projeto deste. Todo o processo iterativo pode ser muito lento, caso as não-linearidades sejam muito fortes, como na presença de grandes trocas de calor por radiação entre muitas superfícies.

A linguagem de programação escolhida para se desenvolver o programa de simulação numérica foi o FORTRAN 90, pela sua simplicidade e pela experiência da equipe Cerâmica do LabCET-EMC-UFSC, na utilização desta linguagem para simulações de outros tipos de fornos feitas anteriormente.

A análise dos mecanismos de transferência de calor atuantes em cada elemento do forno (paredes, carga e gases), possui uma descrição matemática onde se tem as paredes do forno, por exemplo, trocando calor com o ambiente externo, com a carga cerâmica e com os gases quentes do interior do forno de diversas maneiras:

- com o ambiente externo por convecção e radiação com as paredes;
- com a carga cerâmica por condução, na parte em que estes se encontram em contato, e por radiação, no restante de sua área;
- com os gases quentes por convecção.

Grande ênfase deve ser dada ao processo de troca de calor por radiação, uma vez que diferentemente das modelagens desenvolvidas para outros tipos de fornos estudados (Nicolau *et al*, 2002), a radiação tem um papel fundamental na distribuição do calor, e conseqüentemente da temperatura, no interior do forno. Isto porque o forno possui a forma de uma cavidade retangular e as superfícies envolvidas possuem grandes áreas.

Diante destas dificuldades, as principais hipóteses simplificativas inicialmente escolhidas para resolver o problema de transferência de calor são:

- hipótese do contínuo para os gases;
- fluxos mássicos no interior do forno pré-determinados previamente;
- trocas de calor por radiação, desprezíveis entre elementos muito distantes;

- propriedades térmicas constantes no interior do forno;

## 4.1 Descrição do Programa

O programa de simulação numérica, desenvolvido em linguagem de programação Fortran, consiste na modelagem e simulação numérica propriamente dita, do funcionamento dos diversos componentes do forno. Basicamente o algoritmo envolve os fenômenos de transferência de calor (condução, convecção e radiação), fluxos mássicos (vazão de ar, de gases e de carga), queima de combustível (gás natural), que é a fonte de geração de energia térmica e por fim, o balanço energético do forno.

### 4.1.1 Modelo de cálculo

Este modelo de cálculo consiste em uma estrutura de cálculos e equacionamentos que procuram reproduzir o funcionamento do forno do ponto de vista térmico. Um forno a rolo tem por característica principal a queima em ciclo contínuo, onde cada peça segue todo o percurso, levada por uma esteira de rolos que preenche todo o comprimento do forno (geralmente maior que 100m). O ciclo de queima pode, em geral, tomar de 40 a 70 minutos, dependendo muito do processo e do tipo de material a ser queimado.

O modelo de cálculo foi desenvolvido para avaliar o comportamento térmico dos componentes do forno entre eles: a carga, o ar de resfriamento, os gases de combustão e toda a carcaça. Para tal tarefa o primeiro passo foi o equacionamento de uma secção do forno, que pode ser visualizada na Figura 4.1.

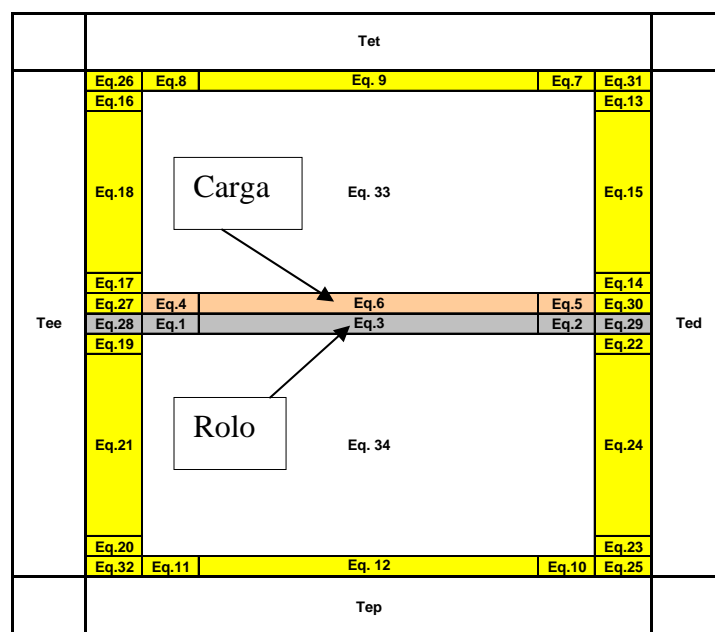


Figura 4.1– Seção transversal do forno a rolos.

No modelo da Figura 4.1, se tem um conjunto de 34 equações, o que constitui um modelo de certa forma simplificado, por não discretizar mais de uma camada de parede e também por simplificar a disposição da carga (em laranja) e dos rolos (em cinza).

Para demonstrar o tipo de equacionamento usado, toma-se a equação relativa ao interior de um rolo. Os rolos são considerados como uma esteira contínua, de espessura constante. O cálculo é baseado no princípio da conservação de energia, dado pela Equação (4.1):

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Somatório das taxas} \\ \text{de Energia que ingressam} \\ \text{no elemento P} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Somatório das taxas} \\ \text{de Energia que deixam} \\ \text{o elemento P} \end{array} \right\} = 0 \quad (4.1)$$

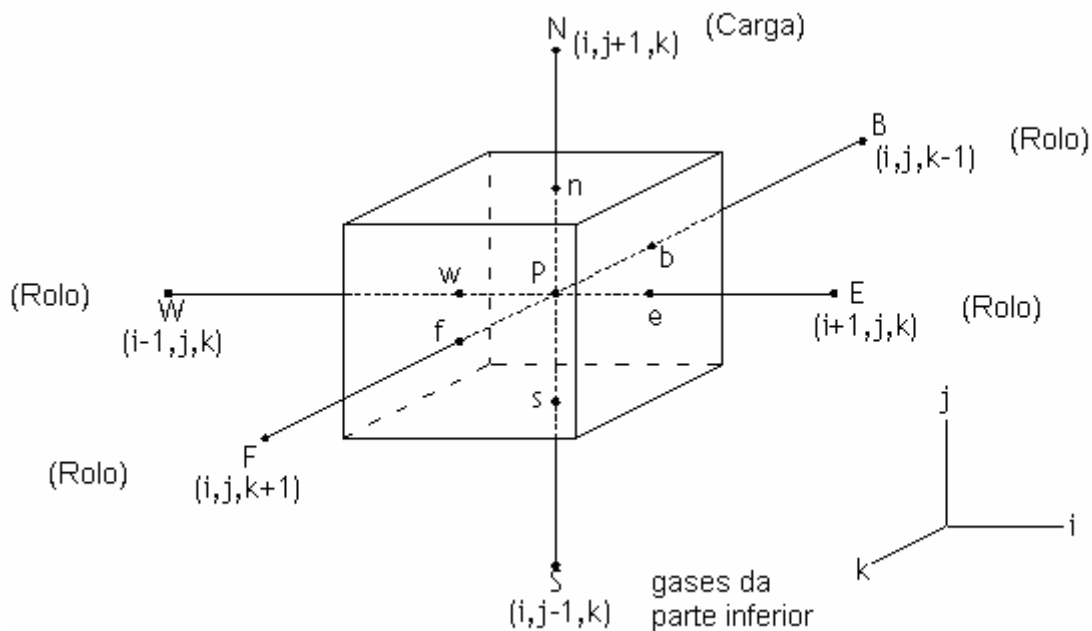


Figura 4.2– Volume elementar 3D e seus vizinhos

Convencionando que toda energia está ingressando no volume de controle, tem-se a seguinte situação, dada pela Equação (4.2).

$$Q_{B \rightarrow P} + Q_{S \rightarrow P} + Q_{E \rightarrow P} + Q_{N \rightarrow P} + Q_{W \rightarrow P} + Q_{F \rightarrow P} = 0 \quad (4.2)$$

Desenvolvendo os termos da Equação (4.2), tem-se que:

$$\begin{aligned}
& \frac{kcarga.Av}{h} \cdot (T_{(i,j+1,k)} - T_{(i,j,k)}) + \frac{krol.Ah}{l} \cdot (T_{(i+1,j,k)} - T_{(i,j,k)}) + \\
& \frac{har - 2.Av}{dr} \cdot (T_{(i,j-1,k)} - T_{(i,j,k)}) + \frac{krol.Ah}{l} \cdot (T_{(i-1,j,k)} - T_{(i,j,k)}) + \\
& \frac{krol.Al}{p} \cdot (T_{(i,j,k+1)} - T_{(i,j,k)}) + \frac{krol.Al}{p} \cdot (T_{(i,j,k-1)} - T_{(i,j,k)}) = 0
\end{aligned} \tag{4.3}$$

O primeiro termo da Equação (4.3) representa a troca de calor por condução com a carga na direção vertical do forno, o segundo e o quarto termos representam a troca de calor por condução com o rolo na direção horizontal do forno, o terceiro termo representa a troca de calor por convecção com os gases quentes da parte inferior com a direção vertical do forno, enquanto o quinto e o sexto termos representam a troca de calor por condução com o rolo na direção longitudinal do forno.

Expressando a Equação (4.3) em função de  $T_{(i,j,k)}$ , obtém-se a Equação (4.4):

$$T_{(i,j,k)} = \frac{\left( \frac{kcarga.Av}{h} \cdot T_{(i,j+1,k)} + \frac{krol.Ah}{l} \cdot T_{(i+1,j,k)} + \frac{har - 2.Av}{dr} \cdot T_{(i,j-1,k)} + \frac{krol.Ah}{l} \cdot T_{(i-1,j,k)} + \frac{krol.Al}{p} \cdot T_{(i,j,k+1)} + \frac{krol.Al}{p} \cdot T_{(i,j,k-1)} \right)}{\left( \frac{kcarga.Av}{h} + \frac{krol.Ah}{l} + \frac{har - 2.Av}{dr} + \frac{krol.Ah}{l} + \frac{krol.Al}{p} + \frac{krol.Al}{p} \right)} \tag{4.4}$$

Desta forma realizando este procedimento para todos os pontos do modelo (cerca de 33 pontos diferentes), pode-se calcular as temperaturas em cada secção do forno, bem como as temperaturas ao longo de todo seu comprimento.

Vale lembrar que neste equacionamento não estão incluídas as trocas térmicas por radiação, pelo fato deste elemento interno não apresentar esta modalidade de troca. A radiação ocupará uma subrotina especial no programa, onde são calculados os fatores de forma e em seguida os termos referentes ao modelo de Gebhart, (Siegel e Howell, 1992). Sendo um termo não linear, optou-se pelo seu cálculo em um instante anterior, com as temperaturas já disponíveis. Desta forma o termo de radiação entrará na equação como um termo fonte, evitando-se a necessidade de linearização.

Além da sub-rotina de radiação, se têm outras sub-rotinas essenciais ao funcionamento de programa de simulação, como sub-rotina de balanço energético, sub-rotina de vazões de ar, sub-rotina de combustão.

Conforme a Figura 4.1, adotou-se um volume único para a câmara superior e um outro para a câmara inferior, em cada seção transversal do forno. Deste modo admite-se que haja uma rápida mistura dos gases de uma seção para a seguinte. O volume de gás de uma seção troca calor por convecção com as diversas superfícies do forno e da carga, usando um coeficiente fornecido pela simulação realizada no programa CFX. Assim, o volume de gás apresenta a equação mais longa, pois admite entrada e saída de gases das seções vizinhas e também a entrada de gases quentes vindo dos queimadores, na zona de queima. Estes gases apresentam um comportamento turbulento, principalmente na direção transversal do forno. Este comportamento ocorre na maioria das regiões, consequência da injeção de gases quentes ou frios nas diversas regiões do forno.

### 4.1.2 Formulação do problema

A resolução do problema é baseada em uma formulação explícita (Incropera e DeWitt, 1998), significando dizer que, para um dado elemento P qualquer, todas as temperaturas vizinhas são avaliadas na iteração anterior. Neste caso considera-se o forno em situação de regime permanente, com os volumes relativos à carga e aos gases admitindo entrada e saída de massa. É então possível explicitar a incógnita da Equação (4.4),  $T_p$ , em função das temperaturas vizinhas, todas conhecidas. Como se tem uma equação para cada ponto discreto da seção transversal do forno, e em cada uma dessas equações as temperaturas vizinhas são sempre tomadas na iteração anterior, a formulação explícita dá origem a um conjunto de equações algébricas que podem ser resolvidas separadamente, obtendo-se a temperatura em cada ponto do espaço para tal iteração. Deve-se mencionar neste momento que o fato das equações não serem acopladas entre si, não existe a necessidade de resolver um sistema linear; por isso a denominação de conjunto de equações e não sistema de equações (Maliska, 2004).

### 4.1.3 Condições de contorno

Para obter um conjunto de equações completo, é também necessário obter as equações para os volumes que estão na fronteira. Existem várias formas de aplicação das condições de contorno. Uma delas é criar uma malha na qual o ponto central do volume de controle dá origem a meio-volume de controle perto da fronteira e a volumes internos inteiros, conforme pode ser visto na Figura 4.3.



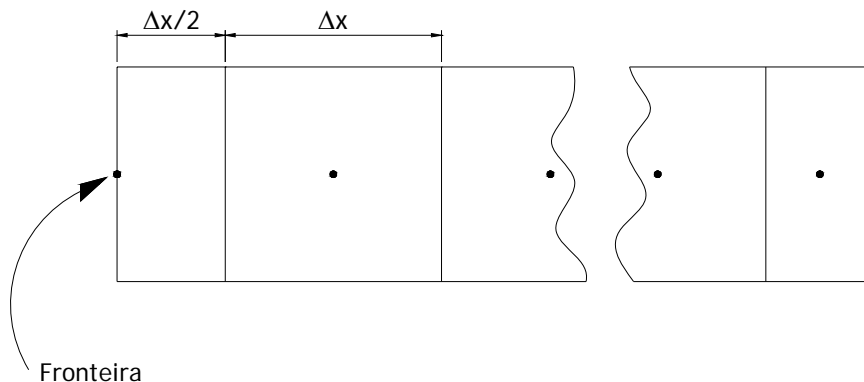


Figura 4.3 – Condição de contorno com meio-volumes nas fronteiras.

Dois problemas aparecem com esse procedimento, sendo o primeiro deles a não uniformidade dos volumes. Para problemas unidimensionais, isso não se traduz em maiores dificuldades, pois se tem apenas dois tamanhos de volumes de controle. Entretanto para problemas bidimensionais e tridimensionais, tem-se volumes inteiros, meio-volumes, quarto de volumes e oitavo de volumes. Em uma estrutura computacional mais ampla, esse fato traz problemas para a uniformidade das sub-rotinas de cálculo dos coeficientes. O segundo problema acontece quando a temperatura de fronteira é conhecida, isto é,  $T_f$  é um dado do problema. Nesse caso, a aparente vantagem em não ser necessário criar uma equação para o volume de controle de fronteira, uma vez que  $T_f$  é conhecida, traduz-se na não observância dos balanços de conservação, pois, para os meios-volumes da fronteira, a conservação de energia não estará sendo observada (Maliska, 2004).

É, portanto, conveniente colocar que na formulação deste programa de simulação deparou-se com este problema referente aos balanços energéticos. No programa descrito se utilizou condições de contorno que consistem na imposição das temperaturas de entrada e saída do forno. Logo estas temperaturas se mantêm fixas ao longo da resolução numérica. Desta forma foi constatado durante a etapa de *debug* do programa, um erro associado ao balanço energético do forno como um todo, da ordem de 0,5 a 1,0%. Isto significa que a taxa de energia que é introduzida no forno difere da taxa de energia que deixa o forno. Este erro é admissível por ser baixo, sendo inerente à forma da modelagem numérica escolhida para o programa de simulação, em vista da escolha das condições de contorno, não caracterizando erro de programação.

Da mesma forma esse desvio percentual no balanço energético não é de tal sorte que venha inviabilizar a utilização do programa de simulação como ferramenta de análise, pois na prática pode-se deparar com erros ainda maiores, como nas medições de vazão dos gases de combustão.

## 4.1.4 Descrição das sub-rotinas

### 4.1.4.1 Sub-rotina de balanço energético

Esta sub-rotina é usada para avaliar o balanço energético global do forno. De acordo com a primeira lei da termodinâmica ou o princípio da conservação de energia, toda energia que entra em um volume de controle é utilizada para a variação da energia interna do sistema ou ainda a realização de trabalho. Interpretando no contexto do programa de simulação, a taxa de energia que entra no forno deve ser igual à taxa de energia que deixa o mesmo, uma vez que não há a realização de trabalho e nem variação da energia interna, pois o equipamento opera em regime permanente. Na seqüência são citadas as fontes de ganho e de perda de energia, avaliadas na fronteira do forno.

Fontes de ganho ou entrada de energia:

- Taxa de energia produzida nos queimadores;
- Fluxo de carga na entrada do forno;
- Entrada dos diversos fluxos de ar (ar de combustão, ar de resfriamento) e do combustível, que possui temperatura diferente da ambiente.

Fontes de perda ou de saída de energia:

- Exaustão dos gases de combustão e do ar de resfriamento;
- Fluxo de carga na saída do forno, com temperatura superior à ambiente;
- Perdas pelas paredes.

Desta forma as perdas e os ganhos são contabilizados e o balanço energético deve satisfazer a equação da conservação da energia.

### 4.1.4.2 Sub-rotina de vazões de ar

Uma das simplificações inseridas neste modelo de simulação, consiste na ausência das equações de mecânica dos fluidos, as quais simulariam conjuntamente ao desempenho térmico, o comportamento fluido-dinâmico dos gases. Esses modelos não foram implementados por apresentarem um elevado grau de complexidade, tornando muito difícil a aplicação do programa de simulação para toda a extensão do forno. Com o refinamento da

malha necessário e o conseqüente elevado número de pontos na mesma, o tempo de cálculo se torna excessivo, para a consideração do forno inteiro. Para trechos restritos do forno pode-se lançar mão de programas comerciais de simulação - CFD, que permitem realizar estes cálculos de forma bastante satisfatória.

Não obstante, deve-se inserir no programa informações relativas aos fluxos de massa (gases de combustão e resfriamento), para que se possa considerar os aportes de energia referentes a esses fluxos. Estas informações são obtidas através de medições dos fluxos realizadas em um forno em operação, permitindo estimar o campo de velocidade no interior do forno, com as devidas simplificações.

A sub-rotina de vazões de gases, se concentra em identificar as entradas e saídas de gases, dentre elas:

- Entradas de ar de combustão, necessárias à queima de combustível,
- Entradas de ar de resfriamento na região de resfriamento;
- Exaustão dos gases nas chaminés.

Esta sub-rotina descreve, além das quantidades e locais de entradas e saídas dos gases, o sentido do fluxo dos gases dentro do forno, em concordância com as posições pré-definidas dos exaustores e injetores de ar.

#### **4.1.4.3 Sub-rotina de combustão**

Esta sub-rotina, em síntese, faz o cálculo da conversão da energia do combustível em energia térmica, que será transportada ao interior do forno através dos gases de combustão em alta temperatura (Bazzo, 1995). Nesta rotina são realizados os cálculos estequiométricos, referentes à queima do combustível, bem como os cálculos dos efeitos relativos à presença de excesso de ar na combustão. Assim a energia química contida no combustível é convertida em energia térmica, gerando um volume de gases em alta temperatura, que posteriormente transferem esta energia térmica para o forno e para a carga.

## **4.2 Modelo de transferência de calor por radiação**

### **4.2.1 Fator de forma**

#### **4.2.1.1 Introdução ao método computacional**

O trabalho computacional envolvido no cálculo dos fatores de forma, pode ser entendido a partir do caso simplificado abaixo. Uma cavidade formada pelas seis paredes de um cubo, cada parede é dividida em nove elementos quadrados de mesma área. A tarefa

consiste em criar uma rotina para calcular os fatores de forma de um elemento de área **a** (tracejado na figura), para um outro elemento qualquer **b**, representativo dos demais elementos da cavidade.

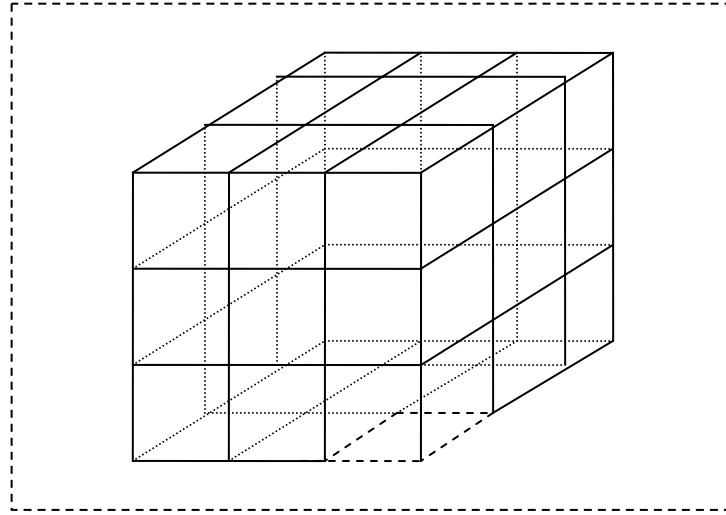


Figura 4.4 – Geometria representativa do problema.

O cálculo pode ser feito através da definição do fator de forma para duas áreas quaisquer. A resposta a ser encontrada é aproximada, pois as áreas envolvidas não são áreas infinitesimais, conforme a definição apresentada por Siegel e Howell (1992), e mostrada na Equação (4.7).

$$F_{ab} = \frac{\cos \theta_a \times \cos \theta_b \times A_b}{\pi \times R^2} \quad (4.7)$$

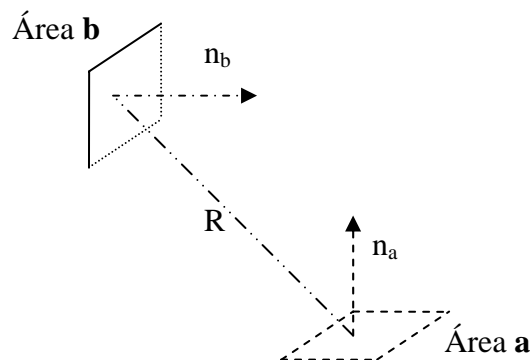


Figura 4.5 – Superfícies para o cálculo do fator de forma

Usando ferramentas da geometria analítica, calcula-se os cossenos dos ângulos formados pela distância **R** entre os centros das áreas e os vetores normais a cada uma dessas áreas. Estes ângulos são necessários na Equação (3.7), para a obtenção do fator de forma. Usando a definição de produto escalar tem-se que:

$$\cos \theta_a = \frac{\overrightarrow{ab} \cdot \overrightarrow{n_a}}{|\overrightarrow{ab}| |\overrightarrow{n_a}|} \quad (4.8)$$

$$\cos \theta_b = \frac{\overrightarrow{ba} \cdot \overrightarrow{n_b}}{|\overrightarrow{ba}| |\overrightarrow{n_b}|} \quad (4.9)$$

Ao substituir as equações (4.8) e (4.9) na equação (4.7) obtém-se a Equação (4.10), que será utilizada na obtenção dos fatores de forma para o modelo adotado.

$F_{ab} = \frac{(\overrightarrow{R} \cdot \overrightarrow{n_a})(-\overrightarrow{R} \cdot \overrightarrow{n_b}) \cdot A_b}{\pi \cdot R^4}$	(4.10)
--	--------

Onde  $\overrightarrow{ab}$  é o vetor com a direção e módulo dados pela distância  $R$  e no sentido do centro da área  $a$  para o centro da área  $b$ .  $\overrightarrow{ba}$  é um vetor semelhante, porém com sentido inverso. Dadas as coordenadas dos centros das áreas envolvidas e os respectivos vetores normais, pode-se calcular a distância  $R$  entre os pontos, bem como os produtos escalares da equação (4.10), sem necessidade de cálculo dos cossenos. Portanto, inicialmente se deve posicionar cada superfície em relação ao sistema de coordenadas e definir o seu vetor normal.

Após o cálculo de todos os fatores de forma da área tracejada para todas as outras áreas, basta trocar a área tracejada para outro elemento de área qualquer e repetir todo o processo. Para reduzir o esforço computacional não se calculam os fatores de forma entre os elementos de uma mesma parede, pois as superfícies que não se enxergam têm um fator de forma nulo.

Depois de simular alguns resultados usando este método, constatou-se que para as áreas próximas, ocorrem resultados com erros elevados, comparados aos resultados obtidos pela solução analítica, principalmente nas áreas com aresta em comum. Observa-se que a distância entre os centros dos elementos de área não pode ser da mesma ordem de grandeza da dimensão do elemento receptor. Esse problema foi resolvido com o refinamento das áreas que estavam sob esta condição, isto é, quando um elemento de área  $b$  tinha uma dimensão próxima ou superior à distância entre os centros das áreas  $a$  e  $b$ , dividiu-se este elemento  $b$  em vários outros menores, aumentando a quantidade de áreas e minimizando a dimensão de cada um deles. A distância entre o centro do elemento  $a$  e os centros dos novos elementos  $b$  continua da mesma ordem de grandeza da distância  $R$

antiga, mas agora com um valor numérico bem maior que o da dimensão dos novos sub-elementos **b**. O problema ocorre porque se assume que os elementos de áreas sejam infinitesimais, para usar a definição dada pela Equação (4.7). Assim, a redução no tamanho dos elementos e a manutenção das distâncias que os separam, tornam os problemas mais próximos desta definição.

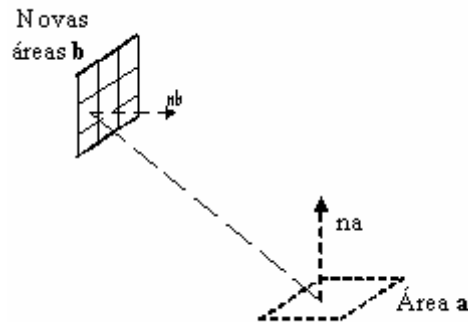


Figura 4.6 – Superfícies para o cálculo do fator de forma com uma área receptora refinada.

No cálculo o elemento de área **a** continua com seu tamanho original, ou seja, não foi refinado. O próximo passo é calcular os fatores de forma entre o elemento **a** e os novos elementos **b**. Após o cálculo basta somá-los para se ter o fator de forma entre a área **a** e a área original **b**. Assim, através deste procedimento, se consegue reduzir bastante o erro.

#### 4.2.1.2 Comparação com a solução analítica

Segundo Incropera e DeWitt (1998) e também Siegel e Howell (1992), pode-se calcular o fator de forma para alguns casos particulares usando uma solução analítica. Dois destes casos são clássicos e serão usados para comparação com a solução computacional proposta.

- **Retângulos paralelos** – Conforme a Figura 4.7, dois retângulos iguais, paralelos, colocados um sobre o outro, possuem o fator de forma obtido através de solução analítica, Equação (4.11).

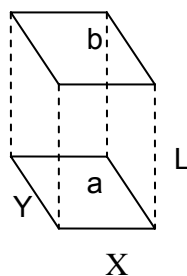


Figura 4.7 – Fator de forma para retângulos paralelos

$$\bar{X} = X/L, \quad \bar{Y} = Y/L$$

$$F_{ab} = \frac{2}{\pi \cdot \bar{X} \cdot \bar{Y}} \left\{ \begin{array}{l} \ln \left[ \frac{\left(1 + \bar{X}^2\right) \left(1 + \bar{Y}^2\right)}{1 + \bar{X}^2 + \bar{Y}^2} \right]^{1/2} \\ + \bar{X} \cdot \left(1 + \bar{Y}^2\right)^{1/2} \cdot \tan^{-1} \frac{\bar{X}}{\left(1 + \bar{Y}^2\right)^{1/2}} + \bar{Y} \cdot \left(1 + \bar{X}^2\right)^{1/2} \cdot \tan^{-1} \frac{\bar{Y}}{\left(1 + \bar{X}^2\right)^{1/2}} \\ - \bar{X} \cdot \tan^{-1} \bar{X} - \bar{Y} \cdot \tan^{-1} \bar{Y} \end{array} \right\} \quad (4.11)$$

- **Retângulos perpendiculares** – Neste caso os retângulos iguais são perpendiculares e possuem uma aresta em comum, conforme a Figura 4.8, sendo o fator de forma dado pela Equação (4.12).

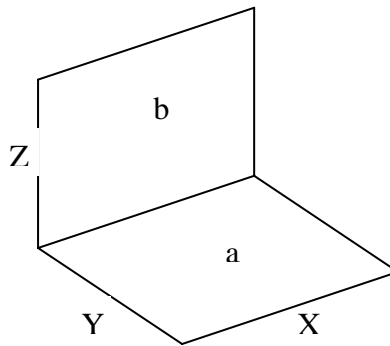


Figura 4.8 - Fator de forma para retângulos perpendiculares.

$$F_{ab} = \frac{1}{\pi \cdot W} \left( \begin{array}{l} H = Z/X, \quad W = Y/X \\ W \cdot \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \cdot \tan^{-1} \frac{1}{H} - (H^2 + W^2)^{1/2} \cdot \tan^{-1} \frac{1}{(H^2 + W^2)^{1/2}} \\ + \frac{1}{4} \cdot \ln \left\{ \frac{(1 + W^2) \cdot (1 + H^2)}{1 + W^2 + H^2} \left[ \frac{W^2 \cdot (1 + W^2 + H^2)}{(1 + W^2) \cdot (W^2 + H^2)} \right]^{W^2} \cdot \left[ \frac{H^2 \cdot (1 + H^2 + W^2)}{(1 + H^2) \cdot (H^2 + W^2)} \right]^{H^2} \right\} \end{array} \right) \quad 4.12$$

### 4.2.1.3 Validação do método de cálculo dos fatores de forma

A primeira comparação é feita usando o segundo caso específico mostrado, de retângulos perpendiculares com aresta comum. Dois quadrados são considerados e neste caso toma-se um quadrado de lado igual a 1/3 do lado original, como superfície emissora. A superfície receptora é formada por um retângulo de base 1/3 e altura original, conforme a Figura 4.9. As respostas são apresentadas na Tabela 4.1, e mostram que o refino com 10.000 elementos faz o resultado numérico se aproximar da solução analítica

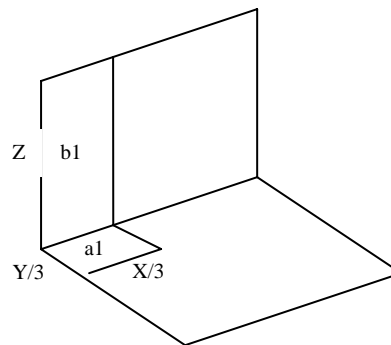


Figura 4.9 - Fator de forma para retângulos perpendiculares refinando a malha.

Tabela 4.1- Resposta do modelo numérico com o primeiro refino.

Solução analítica	Numérica sem refino	Dividindo b em 100 elementos	Dividindo b em 10.000 elementos
$F_{a_1b_1} = 0,24175$	$F_{a_1b_1} = 0,11459$	$F_{a_1b_1} = 0,24883$	$F_{a_1b_1} = 0,24154$

Na seqüência se divide a área receptora em elementos  $b_1$  e  $b_2$ , com alturas correspondentes à metade da altura original. A comparação está na Tabela 4.2.

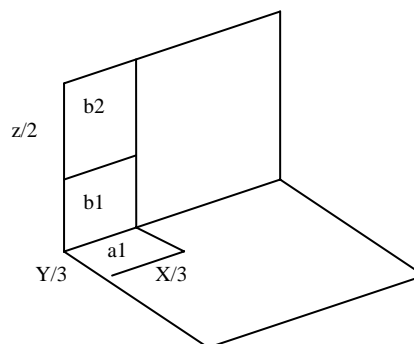


Figura 4.10 - Fator de forma para retângulos perpendiculares refinando a malha do receptor.

Tabela 4.2 - Resposta do modelo com o refino da área receptora.

Solução analítica	Numérica sem refino	Dividindo b em 100 elementos	Dividindo b em 10.000 elementos
$F_{a_1b_1} = 0,22232$	$F_{a_1b_1} = 0,27122$	$F_{a_1b_1} = 0,22106$	$F_{a_1b_1} = 0,27122$
$F_{a_1b_2} = 0,01943$	$F_{a_1b_2} = 0,01903$	$F_{a_1b_2} = 0,0226$	$F_{a_1b_2} = 0,01903$



A partir deste último resultado constatou-se uma falha na nossa solução computacional. Aumentou-se o refino da malha em  $b_1$  e  $b_2$ , esperando uma melhora nos resultados, porém se obteve números mais distantes dos calculados pela solução analítica. A dúvida persistiu porque na primeira comparação, com apenas uma divisão da área receptora, o resultado se aproximou do valor esperado à medida que se aumentou o refino, enquanto o mesmo não ocorreu na segunda comparação, com duas divisões no receptor.

A resposta veio com a análise dos resultados dos fatores de forma do elemento **a** para cada pequena subdivisão do elemento **b**, numa mesma coluna vertical. Notou-se valores ruins nos elementos próximos ao elemento **a**. Estes valores aumentavam ao se distanciarem de **a**, o que é absurdo. A partir de um determinado elemento dessa coluna os valores se tornavam coerentes.

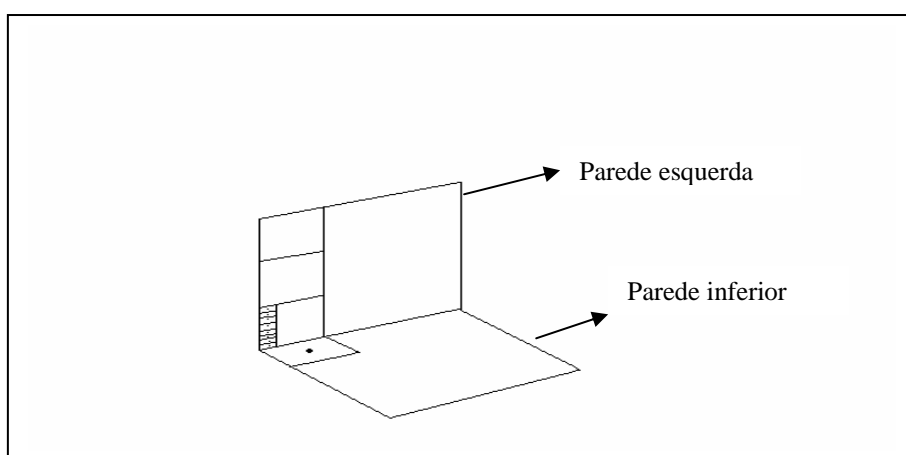


Figura 4.11 – Refino maior de um elemento.

Este comportamento é novamente testado para a configuração da Figura 4.11, com os resultados apresentados na Tabela 4.3. O elemento receptor, no plano vertical, é subdividido em 10 novos elementos. Os fatores de forma entre o quadrado maior, localizado na superfície horizontal e as pequenas fatias quadradas, que formam uma coluna vertical com 10 elementos, foram então calculados. Essas fatias estarão numeradas de 1 a 10 começando pelo elemento mais próximo da parede inferior.

Tabela 4.3 – Comparação com a subdivisão da superfície receptora.

Solução analítica - <i>somatório</i> = $1,3428 \times 10^{-2}$				
$F_{a_1b_1} = 2,3581 \times 10^{-3}$	$F_{a_1b_2} = 2,0789 \times 10^{-3}$	$F_{a_1b_3} = 1,8128 \times 10^{-3}$	$F_{a_1b_4} = 1,5664 \times 10^{-3}$	$F_{a_1b_5} = 1,3441 \times 10^{-3}$
$F_{a_1b_6} = 1,1478 \times 10^{-3}$	$F_{a_1b_7} = 9,7746 \times 10^{-4}$	$F_{a_1b_8} = 8,3151 \times 10^{-4}$	$F_{a_1b_9} = 7,0763 \times 10^{-4}$	$F_{a_1b_{10}} = 6,0316 \times 10^{-4}$
Cálculo Numérico - <i>somatório</i> = $1,2147 \times 10^{-2}$				
$F_{a_1b_1} = 3,8439 \times 10^{-4}$	$F_{a_1b_2} = 1,0581 \times 10^{-3}$	$F_{a_1b_3} = 1,500 \times 10^{-3}$	$F_{a_1b_4} = 1,6848 \times 10^{-3}$	$F_{a_1b_5} = 1,6694 \times 10^{-3}$
$F_{a_1b_6} = 1,5356 \times 10^{-3}$	$F_{a_1b_7} = 1,3512 \times 10^{-3}$	$F_{a_1b_8} = 1,1586 \times 10^{-3}$	$F_{a_1b_9} = 9,7986 \times 10^{-4}$	$F_{a_1b_{10}} = 8,2351 \times 10^{-4}$

Esses resultados mostram a anomalia mencionada. Os fatores de forma aumentam até o quarto elemento da coluna. Além disto, os valores dos primeiros elementos são menores do que os valores analíticos.

Assim, houve a constatação da existência de um limite de refinamento para o elemento **b**, além do qual os resultados tornam-se piores. Analisou-se mais uma vez a Equação (4.7), e se concluiu que agora a distância **R** não era mais problema, pois já não tinha mais a mesma ordem de grandeza da dimensão da área receptora **b**. Então o problema estaria nos cossenos. Os ângulos  $\theta_a$  e  $\theta_b$  não podem ser muito grandes, nem muito pequenos. Existe, então, um intervalo limitado para estes ângulos, de modo que não haja interferência nos cálculos. A solução encontrada para não ultrapassar os limites deste intervalo foi refinar também o elemento **a**. O método não sofreu alteração, apenas se aumentou o número dos fatores de forma a calcular. Quando se refina o elemento **a**, tem-se que calcular o fator de forma de cada pequena fatia do elemento **a** para todas as pequenas fatias do elemento **b**. Isso aumentou bastante o tempo computacional, porém não inviabilizou o programa.

Os resultados deste novo processo são mostrados na tabela 4.4, para a configuração da Figura 4.12, e já se mostram bastante satisfatórios.

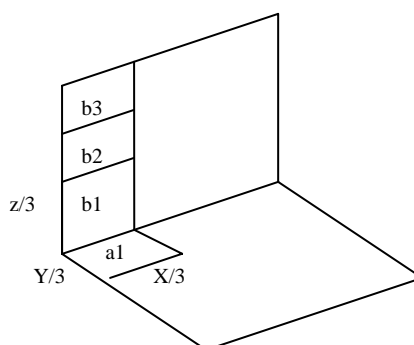


Figura 4.12 – Comparação dos modelos.

Tabela 4.4- Resultados obtidos com o refino do elemento emissor em 10x10 e do elemento receptor em 100x100.

Solução analítica	Cálculo numérico
$F_{a_1b_1} = 0,20004$	$F_{a_1b_1} = 0,20007$
$F_{a_1b_2} = 3,28088 \times 10^{-2}$	$F_{a_1b_2} = 3,28733 \times 10^{-2}$
$F_{a_1b_3} = 8,90455 \times 10^{-3}$	$F_{a_1b_3} = 8,91265 \times 10^{-3}$

Como resultado destes testes observou-se que os refinamentos dos elementos **a** e **b** devem ser diferentes, em caso destes elementos terem tamanhos iguais. Do contrário, haveriam problemas ao se calcular os fatores de forma entre as pequenas fatias próximas umas das outras, pois a distância **R** seria da mesma ordem de grandeza da dimensão de cada fatia.

### 4.2.2 Método de Gebhart

O método adotado para o cálculo das trocas radiativas no interior do forno a rolos foi o método de Gebhart (Siegel e Howell, 1992). Este foi escolhido pelo fato de considerar primeiramente o cálculo das radiosidades, conforme descrito em Incropera e De Witt (1998), mas com uma evolução em que os respectivos termos das equações já incluem a troca direta entre as superfícies e as trocas por múltiplas reflexões, incluindo as demais superfícies da cavidade do forno. Assim, conforme o desenvolvimento apresentado em Siegel e Howell (1992), a troca de calor por radiação entre dois elementos de superfície é dada por um coeficiente  $G_{ij}$  multiplicando a diferença entre as respectivas temperaturas na quarta potência, conforme a Equação (4.13), não havendo necessidade do cálculo de radiosidades.

$$q_{rij} = A_i \cdot \varepsilon_i \cdot \sigma \cdot G_{ij} (T_i^4 - T_j^4) \quad (4.13)$$

O fator de Gebhart,  $G_{ij}$ , indica o percentual da taxa de energia radiante emitida por uma superfície  $i$  que atinge uma superfície  $j$ , por todos os caminhos possíveis, diretamente ou por reflexão, que é absorvido por esta superfície. Inclui em sua determinação todos os fatores de forma da cavidade, bem como todas as emissividades das superfícies participantes, considerando estas como difusoras e cinzas (Siegel e Howell, 1992).

A cavidade do forno abordada neste caso é uma cavidade retangular, formada pela superfície da carga, pelo teto e pelas laterais do forno. Por ser uma cavidade muito longa, adotou-se uma região mais restrita, de comprimento formado por 10 elementos antes e 10 elementos depois do ponto de análise. Isto implica em uma cavidade com as dimensões da seção do forno e com um comprimento de 6,0 metros, com o elemento de análise na faixa central, com 3,0 metros para cada lado. Esta cavidade se movimenta ao longo do forno, acompanhando sempre o elemento cuja temperatura está sendo calculada. No início e no final do forno foram criadas superfícies hipotéticas, de mesmas dimensões, mas que se mantém na temperatura ambiente, de modo a facilitar o cálculo.

A primeira etapa na obtenção dos fatores de Gebhart consiste na determinação dos fatores de forma  $F_{ij}$ . Para tal se usa a técnica numérica desenvolvida na seção 4.2.1, que precede esta. Seguindo a dedução apresentada por Siegel e Howell (1992), tem-se como resultado o sistema de equações (4.14), que mostra o conjunto de variáveis envolvidas. As refletividades são obtidas facilmente em função das emissividades, já que são superfícies difusoras e cinzas (Incropera e DeWitt, 1998).

$$\begin{bmatrix} 1 & -F_{12}\rho_2 & \cdots & -F_{1N}\rho_N \\ -F_{21}\rho_1 & 1 & \cdots & -F_{2N}\rho_N \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -F_{N1}\rho_1 & -F_{N2}\rho_2 & \cdots & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & \cdots & G_{1N} \\ G_{21} & G_{22} & \cdots & G_{2N} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{N1} & G_{N2} & \cdots & G_{NN} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{11}\varepsilon_1 & F_{12}\varepsilon_2 & \cdots & F_{1N}\varepsilon_N \\ F_{21}\varepsilon_1 & F_{22}\varepsilon_2 & \cdots & F_{2N}\varepsilon_N \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ F_{N1}\varepsilon_1 & F_{N2}\varepsilon_2 & \cdots & F_{NN}\varepsilon_N \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

O sistema de equações (4.14) pode ser facilmente resolvido utilizando-se métodos numéricos iterativos, haja vista que a matriz dos coeficientes é diagonal dominante e consequentemente a solução converge sem maiores problemas. O método iterativo escolhido foi o de Gauss-Seidel por este ser implícito e levar à convergência consideravelmente mais rápido do que o de Jacobi (Maliska, 2004). Dois critérios de convergência foram aplicados obtendo-se em ambos os casos resultados semelhantes. O primeiro foi imposto sobre a variação dos valores de cada  $G_{ij}$  entre iterações consecutivas, implicando em  $|G_{ij}^k - G_{ij}^{k-1}| \leq \delta$ , onde  $\delta$  é uma tolerância admitida. O segundo critério de convergência envolveu o fato de que o somatório dos  $G_{ij}$  deve ser 1, levando a

$$\left| \sum_{\text{linha}} G_{ij} - 1 \right| \leq \delta.$$

Esta restrição obedeceu ao critério de que a soma dos fatores de forma fossem o mais próximo possível a 1, que é o valor esperado. Com a cavidade adotada, com 28 elementos na largura, 4 elementos na altura e 20 elementos no sentido longitudinal do forno, com um total de 2352 elementos, encontrou-se uma boa aproximação para os fatores de forma. Isto acarreta valores pequenos para os fatores e também uma variação muito pequena de um fator de forma para outro, em relação ao elemento vizinho.

Entretanto a condição de conservação da energia obriga que a soma dos fatores de forma  $F_{ij}$ ,  $j=1, N$ , deva ser unitária, para qualquer superfície  $i$ . Assim, após o cálculo dos fatores de forma faz-se uma operação de normalização destes. A normalização dos fatores de forma é feita antes do cálculo dos fatores de Gebhart. Procedimento análogo também é aplicado a estes, de modo que a soma de cada uma das linhas da 2ª matriz do sistema de equações (4.14) seja também igual à unidade.

A normalização dos fatores de forma acontece com a introdução de um novo fator dado pela Equação (4.15). Este é obtido através da Equação (4.16) usando-se os fatores de correção  $\eta$

$\sum_{j=1}^N F_{ij, norm} = 1$	(4.15)
---------------------------------	--------

$F_{ij, norm} = (1 + \eta_i + \eta_j) F_{ij}$	(4.16)
---	--------

Escrevendo a Equação (4.16) para  $i=1,2,\dots,N$  tem-se o seguinte sistema de  $N$  equações e  $N$  incógnitas:

$\begin{cases} (1+\eta_1+\eta_1)F_{11}+(1+\eta_1+\eta_2)F_{12}+\dots+(1+\eta_1+\eta_N)F_{1N}=1 \\ (1+\eta_2+\eta_1)F_{21}+(1+\eta_2+\eta_2)F_{22}+\dots+(1+\eta_2+\eta_N)F_{2N}=1 \\ \vdots \\ (1+\eta_N+\eta_1)F_{N1}+(1+\eta_N+\eta_2)F_{N2}+\dots+(1+\eta_N+\eta_N)F_{NN}=1 \end{cases}$	(4.17)
---	--------

Rearranjando os termos:

$\begin{cases} \eta_1(2F_{11}+F_{12}+\dots+F_{1N})+\eta_2F_{12}+\dots+\eta_NF_{1N}=1-(F_{11}+F_{12}+\dots+F_{1N}) \\ \eta_1F_{21}+\eta_2(F_{21}+2F_{22}+\dots+F_{2N})+\dots+\eta_NF_{2N}=1-(F_{21}+F_{22}+\dots+F_{2N}) \\ \vdots \\ \eta_1F_{N1}+\eta_2F_{N2}+\dots+\eta_N(F_{N1}+F_{N2}+\dots+2F_{NN})=1-(F_{N1}+F_{N2}+\dots+F_{NN}) \end{cases}$	(4.18)
--	--------

O sistema de equações (4.18) permite calcular os valores de  $\eta_1, \dots, \eta_N$  e aplicá-los à Equação (4.16) para a obtenção dos fatores de forma normalizados

Logicamente estes fatores de correção devem estar muito próximos da unidade e a correção conforme a Equação (4.16) mantém válida a relação de reciprocidade inerente aos fatores.

## 5 ANALISE EXPERIMENTAL

### 5.1 Forno estudado

O forno estudado está situado na Indústria Cerâmica Casagrande S.A. (Rio Negrinho – SC) e foi posto em operação em 2004, produzindo revestimentos cerâmicos (porcelanatos e grês-porcelanatos). Possui 124 metros de comprimento, divididos em 3 regiões distintas, que se dividem em sub-regiões, conforme o esquema da figura 2.2:

- Região de Pré-Aquecimento, correspondente a 10 metros do forno.
- Região de Queima:
  - a. Queima inferior - onde são colocados queimadores somente na parte inferior do forno - corresponde a 28 metros de comprimento;
  - b. Queima inferior e superior - onde o sistema de queima está colocado na parte superior e inferior do forno - correspondendo a 32 metros;
- Região de Resfriamento:
  - c. Resfriamento Indireto - representado por trocadores de calor, colocados na parte superior do forno, onde ocorre uma troca de calor, sem mistura, entre o ar interno e o ar atmosférico. Esta região possui 16 metros de comprimento;
  - d. Resfriamento Direto - região situada logo após a região de queima, sendo o local onde ocorre a injeção de ar ambiente para o interior do forno, causando uma barreira de pressão para o fluxo de gases da região de queima não se deslocar para a região de resfriamento. O trecho possui 10 metros de comprimento;
  - e. Resfriamento Final - responsável pela redução final da temperatura da carga, permitindo o seu manuseio na saída do forno. Este resfriamento também torna possível a recuperação da energia residual da carga, a ser utilizada para outros fins dentro da empresa. A região corresponde a 28 metros do forno.

O forno opera num regime contínuo, sem interrupções ao longo do dia e do ano e tem uma produção de 2,13 kg/s de grês-porcelanato, que são queimados a uma temperatura máxima de 1100°C. O ciclo de queima é de 28 minutos, onde o produto entra com uma umidade muito baixa, cerca de 2% e com uma temperatura de 45°C e sai com uma temperatura de 150°C.

As peças deslizam sobre os rolos ocupando o máximo da área interna do forno que tem 2,6 metros de largura. Isso faz com que sejam colocadas 5 peças de 45 cm de largura (Figura 3.5). Os rolos possuem o diâmetro de 6 cm e um espaçamento entre eles de menos

de 1 cm, fazendo com que o forno seja constituído por duas câmaras, uma na parte inferior e outra na parte superior, cada qual com sua respectiva curva de temperatura.

O forno é constituído por uma estrutura metálica externa e paredes internas de tijolos isolantes, conforme a Figura 3.1. Uma manta isolante de fibra cerâmica preenche os espaços intermediários, protegendo a estrutura metálica e reduzindo as perdas de calor. Os rolos são de  $Al_3O_2$  (alumina), e atravessam as paredes laterais, tal que os mancais e o sistema de acionamento fiquem no exterior do forno.

A Figura 5.1 mostra típicas distribuições de temperatura nas câmaras acima e abaixo dos rolos, indicando uma diferença entre as câmaras, causada possivelmente por uma dificuldade de regulação do conjunto. São equipamentos sofisticados, incluindo um elevado número de queimadores e com um sistema de controle de uma certa complexidade, em que as temperaturas são monitoradas por painéis como os da Figura 5.2.

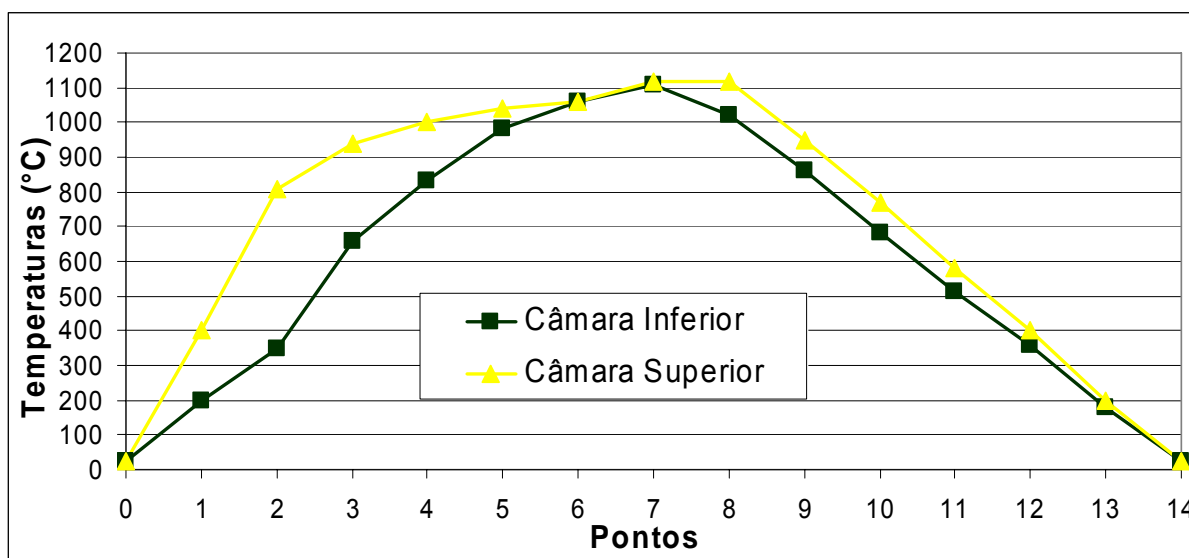


Figura 5.1 – Curva configurada no forno para a queima de grês-porcelanato.



Figura 5.2 – Painel de controle do forno a rolos.

Conforme a Figura 2.2, o forno possui três chaminés de tiragem dos gases do seu interior. A chaminé 1 é responsável pela retirada dos gases provenientes da combustão,

interferindo no controle dos fluxos dos gases nas regiões de queima e de pré-aquecimento, que correspondem a 72 m de comprimento, sendo o principal agente onde se deve atuar para que se possa atingir a regulação adequada do conjunto.

A chaminé 2 é responsável pela retirada do ar quente usado na região de resfriamento indireto, para impor o primeiro decréscimo de temperatura na carga. O ar quente obtido, isento de CO, NO<sub>x</sub> e SO<sub>x</sub>, pode ser reaproveitado em outras partes do processo, como no pré-aquecimento do ar de combustão ou na secagem dos produtos.

A chaminé 3 é responsável pela retirada do ar que é injetado na região de resfriamento final. Neste caso um grande volume de gases é usado, mas a sua temperatura não é elevada, reduzindo um pouco o seu potencial de uso em outras partes do processo. Este resfriamento é necessário para que se possa chegar ao ponto final com um produto em baixa temperatura, facilitando o seu manuseio e, ao mesmo tempo, permitindo uma maior economia de energia no processo como um todo.

O forno possui ainda as chamadas “cortinas”. No caso estudado estes elementos estão localizados nas cotas de 72 e 73 m, contados a partir da entrada, situando-se no final da região de queima e no início da região de resfriamento. A função destas cortinas é evitar que o ar frio, de resfriamento, penetre à região quente e da mesma forma que os gases quentes da combustão não se desloquem para a região de resfriamento do forno.

Com o forno trabalhando desta forma foram realizadas algumas medições, gerando dados para compará-los com os resultados da simulação. Uma adequação do programa foi então introduzida, de forma a permitir simular o forno nas condições que o mesmo se encontra operando.

## 5.2 Metodologia adotada

O levantamento das condições de funcionamento foi realizado através da medição de temperaturas e dos fluxos de massa que entram e saem do forno. Estes fluxos compreendem o ar de combustão e as diversas injeções de ar de resfriamento (direto, indireto e final), combustível (gás natural), produtos e a tiragem das três chaminés.

A composição dos gases de exaustão das chaminés foi avaliada por um analisador de gases capaz de medir os seguintes componentes: O<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, NO e NO<sub>x</sub>. De posse da composição dos gases da combustão, é possível avaliar qual o excesso de ar global do forno.

Estes dados alimentam um balanço energético (balanço de massa + balanço de energia), construído no *software EES*. Este balanço mostra como é a distribuição dos fluxos de energia que entram e saem do forno, evidencia as incertezas nas medições realizadas, permite a estimativa de fluxos que não foram possíveis de serem medidos e é uma



ferramenta adequada para a avaliação da operação do forno após a implementação de alterações. Os equipamentos utilizados para as coletas de dados estão apresentados no anexo 1.

A figura 2.2 apresenta um esquema mostrando os fluxos de massa e energia nos pontos onde foram feitas as medições e posteriormente a análise do forno. A tabela 5.1 mostra os valores médios das vazões mássicas e das temperaturas dos escoamentos nestes pontos de medição.

### 5.2.1 - Medição de Vazão

As medições das vazões foram realizadas através das medições de velocidades com o uso de Tubos de Pitot e com o auxílio de um micromanômetro de coluna de álcool (Lambrecht, modelo 655-M-16). A distribuição dos pontos de medição na seção transversal seguiu a quadratura de Gauss, apresentada em Delmée (1982), que atribui pesos distintos a cada um dos cinco pontos de medição no raio da tubulação e desta maneira a velocidade média em cada seção pode ser encontrada. Como os escoamentos não estavam a temperatura ambiente uma correção da densidade se fez necessária. Assim, a vazão mássica,  $\dot{m}$ , pode então ser calculada pela equação:

$$\dot{m} = \rho_{ar}(T) \cdot v \cdot A \quad (5.1)$$

onde  $\rho_{ar}$  é a massa específica do fluido que se deseja obter a vazão,  $T$  é temperatura do ar do escoamento,  $A$  é a área da seção transversal do duto e  $v$  é a velocidade do escoamento, que pode ser calculada por:

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot H \left( \frac{\rho_{álcool} - \rho_{ar}(T)}{\rho_{ar}(T)} \right)} \quad (5.2)$$

sendo  $\rho_{álcool}$  a massa específica do álcool, o fluido manométrico utilizado no manômetro inclinado,  $g$  a aceleração gravitacional e  $H$  a altura vertical lida no manômetro.

Para as medições foi utilizado um tubo de Pitot de 350mm, 1000mm e 2000mm de comprimento e 4mm, 10mm e 15mm de diâmetro respectivamente. A medição de vazão por este processo sempre apresenta dificuldades, com relação à determinação do ponto ideal para medição, principalmente pela necessidade de ter um escoamento plenamente desenvolvido. Para minimizar o erro causado, lança-se mão do uso de várias medições, em direções distintas da mesma seção, conseguindo-se varrer uma maior área da seção transversal do duto.

Os valores de vazões medidos no forno são apresentados na tabela 5.1, sendo que a vazão de gás natural foi fornecida pelo medidor instalado no forno da empresa. A tabela apresenta também um balanço de massa no conjunto do forno. Deste balanço pode-se notar

que ocorre ainda uma diferença de 11,3 %, podendo ser originária dos próprios erros de medição, ou de infiltrações no conjunto do forno. As infiltrações podem ocorrer na entrada, onde a pressão interna está abaixo da atmosférica, conforme a figura 5.3.

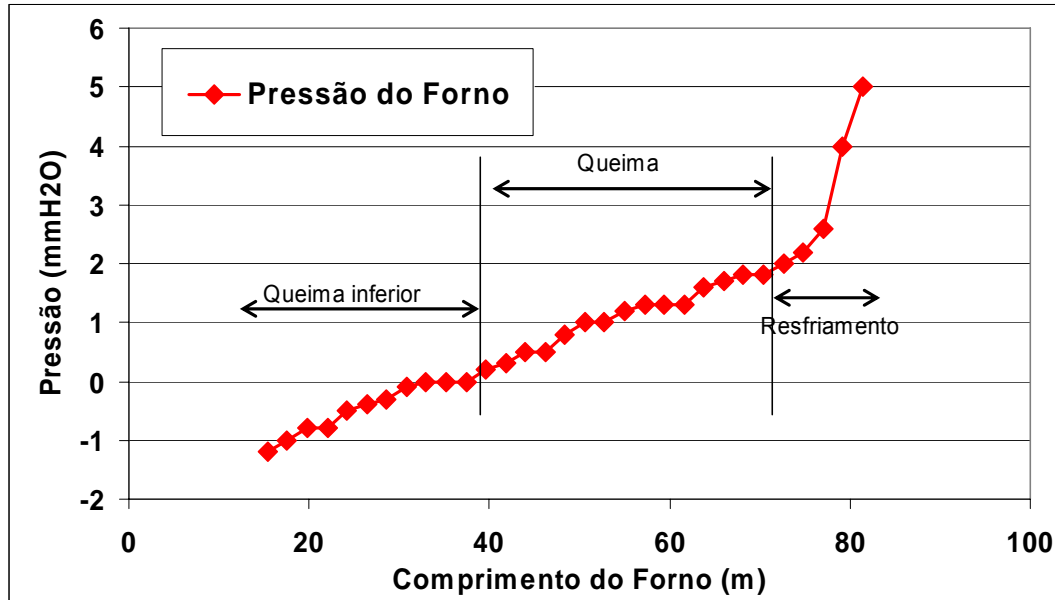


Figura 5.3 – Curva de pressão ao longo do forno.

### 5.2.2 - Medição de Temperatura

A medição de temperatura se faz necessária para uma comparação com os resultados obtidos através do programa de simulação, nas condições em que o forno está operando.

Para a medição de temperaturas dos gases ao longo do forno foram utilizados termopares do tipo K, fios com bitola 14 AWG com revestimento cerâmico de mulita, uma mistura de sílica ( $\text{SiO}_2$ ) e alumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ), (Osawa, 2004), em forma de miçangas cilíndricas. Para a temperatura dos gases nas tubulações, temperatura ambiente, da carga na entrada e na saída, foi utilizada uma sonda com termopar tipo K, modelo KMQSS-020U-12, marca Omega. As leituras dos termopares e da sonda foram realizadas por um termômetro digital Omega modelo HH-21.

Os termopares foram inseridos pela lateral, ao longo de todo o forno, para a medição da temperatura dos gases do escoamento interno. Após esta inserção, foram feitas as aquisições de temperatura com o termômetro digital. A figura 5.4 mostra duas curvas relativas às temperaturas no interior do forno – a primeira em uma linha próxima à lateral e a segunda na linha central ao longo do forno. A medição foi feita na metade da altura da seção. Em alguns pontos na zona de queima a medição pode ter sofrido a influência direta dos gases provenientes dos queimadores, fazendo com que se tenha uma temperatura mais elevada do que a temperatura média do canal.

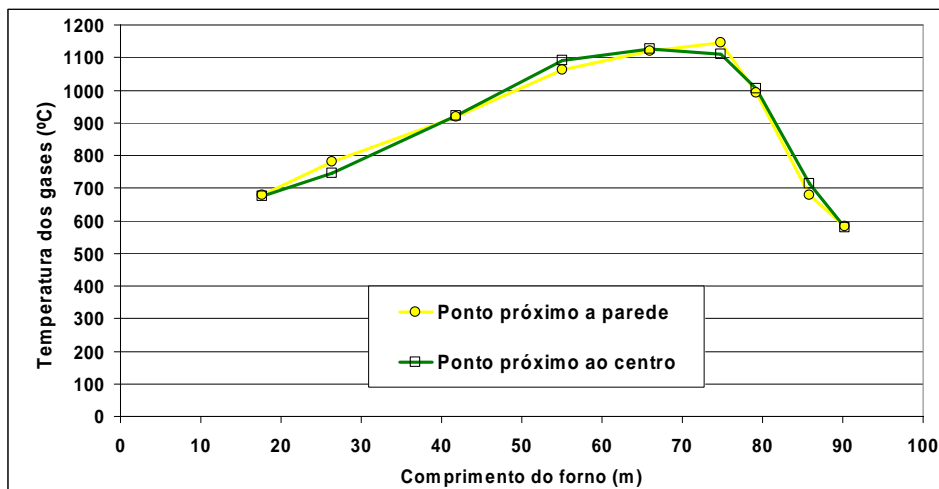


Figura 5.4 – Distribuições de temperatura no interior do forno na configuração original.

Uma grande parte dos defeitos que ocorrem nas peças produzidas em fornos a rolos ocorre durante a passagem pela região de queima. Isto devido ao fato de existirem gradientes térmicos na seção transversal (largura) do forno. Para evitar estes problemas e reduzir as perdas de produção é necessário um rigoroso controle do tipo e da velocidade de chama dos queimadores. Para se avaliar estes gradientes é necessária uma medição de temperatura no interior do forno em diferentes pontos ao longo da largura. No caso da figura 5.4 se observa já uma certa diferença entre a lateral e o centro do forno, sobretudo no final da zona de queima.

Após análise da figura 5.5 foram feitas trocas de alguns queimadores, por queimadores com maior velocidade e alcance de chama, fazendo com que o centro do forno ficasse com uma temperatura mais próxima a da lateral. Esta alteração reduziu os gradientes no interior do canal e, assim, diminuiu os problemas de perdas por diferenças de geometria da peça.

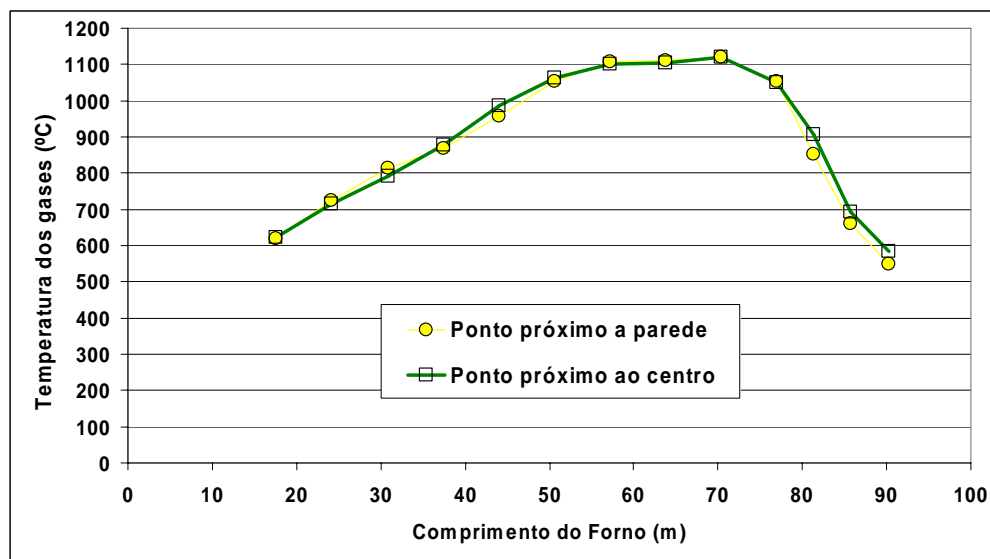


Figura 5.5 – Temperaturas dos gases no interior do forno após alteração dos queimadores.

Tabela 5.1 - Valores médios das vazões e temperaturas obtidas.

Nº	Ponto de Medição	Vazão [kg/s]	Temperatura [°C]
<b>Entradas</b>			
1	Ar de combustão	1,85	35
2	Gás combustível*	0,10	25
3	Ar resfriamento direto	2,74	27
4	Ar resfriamento indireto	3,43	27
5	Ar resfriamento final	14,30	27
6	Massa dos produtos	2,13	150
<b>Saídas</b>			
7	Chaminé 01 (tiragem)	5,16	296
8	Chaminé 02 (resf. indireto)	3,46	163
9	Chaminé 03 (resf. final)	16,69	146

\* estimado nas condições de referência (25°C e pressão atmosférica).

### 5.3 Distribuição de Energia

A tabela 5.2 mostra os fluxos de energia que entram e saem do forno, sendo que os percentuais apresentados são relativos à energia total que entra no forno (somatório das parcelas n<sup>os</sup> 1 a 7). A temperatura de referência para o cálculo da entalpia é 25°C. Como esperado, a maior parte da energia que entra no forno é proveniente da queima de combustível (n<sup>o</sup> 2), com 95% do total. A parcela denominada de Incertezas (n<sup>o</sup> 14), contabiliza a diferença entre a energia que entra e a que sai do forno. Esta incerteza possui vários componentes como: incertezas inerentes aos métodos de medição; incertezas no cálculo das perdas de calor pelas paredes; infiltrações e vazamentos de ar de difícil medição e não contabilizados.

Tabela 5.2 – Distribuição de energia no forno avaliada pelos dados experimentais.

Nº.	Ponto de Medição	Energia (kW)	Fração (%)
<b>Entradas</b>			
1	Ar de combustão	170	3
2	Geração de energia (queima)	4851	95
3	Ar resfriamento direto	8	0,2
4	Ar resfriamento indireto	15	0,3
5	Ar resfriamento final	29	0,7
6	Combustível*	0	0
7	Produtos	35	0,8
<b>Saídas</b>			
8	Chaminé 01 (tiragem)	1266	25
9	Chaminé 02 (resf. indireto)	388	8
10	Chaminé 03 (resf. final)	2044	40
11	Perdas pelas paredes (total)	356	7
12	Produtos	232	5
13	Reações na massa	500	10
14	Incertezas	300	5

\* Nas condições de referência (25°C e pressão atmosférica).

A figura 5.6 mostra a distribuição da energia que sai do forno. A chaminé 3 é a responsável pelo maior rejeito de calor, com 40% do total, seguida pela chaminé 1, com 25% e pela chaminé 2, com 8%.

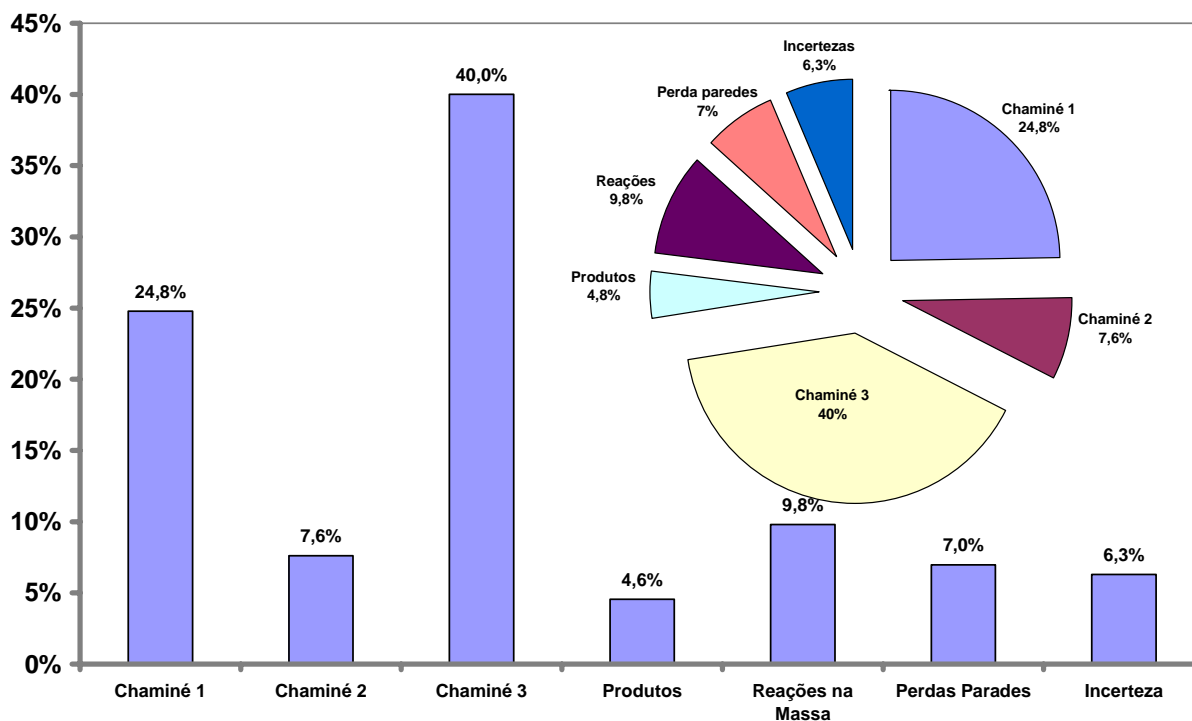


Figura 5.6 – Fluxos de energia saindo do forno.

Como o rejeito da chaminé 2 se trata de ar quente a alta temperatura (163°C) e limpo, percebe-se logo que a reutilização adequada deste fluxo de massa é uma opção que deve ser considerada para diminuir o consumo de combustível.

A chaminé 3 é responsável por uma parcela grande da energia rejeitada, porém esta energia se deve mais ao enorme volume de ar que escoar por esta chaminé do que à sua temperatura (146°C), que pode ser aproveitada também no forno ou em outro processo.

As parcelas Produtos, Reações na Massa e Perdas Paredes são aproximações baseadas em modelos matemáticos e medições simplificadas.

### 5.3.1 - Excesso de ar de combustão

A análise da composição dos gases de exaustão mostrou que nas chaminés 2 e 3 existe apenas ar quente sendo rejeitado para o ambiente a temperaturas de 163°C e 146°C, respectivamente. A composição dos gases de exaustão na chaminé 1, em média, para o forno carregado com piso grês-porcelanato, é mostrada na tabela 5.3. A vazão mássica de gases na chaminé 1, calculada a partir da composição dos gases de exaustão, é da mesma ordem de grandeza das medições, variando entre 6 e 10 kg/s. Esta concordância mostra que as medições são coerentes.

Tabela 5.3 - Valores médios obtidos através da composição dos gases nas chaminés 1 e 3.

Posição	O <sub>2</sub> (%)	CO (ppm)	XAIR (%)	CO <sub>2</sub> (%)	NO (ppm)	NO <sub>2</sub> (ppm)	NO <sub>x</sub> (ppm)	SO <sub>2</sub> (ppm)	T <sub>Flue</sub> (°C)
Chaminé 1	13,2	130	171	4,4	19	1	20	25	271
Chaminé 3	20,9	6	amb	0	0	0	0	0	143

Analisando a tabela 5.3 pode-se dizer que a chaminé 1 (tiragem do forno), está com pouco excesso de ar (171%), e assim trabalhando com uma boa regulagem. Os 130ppm de CO aparecem principalmente por causa dos queimadores inferiores da entrada do forno, onde a temperatura ainda está baixa, não convertendo totalmente a CO<sub>2</sub>. Para a chaminé 3 (resfriamento), pode-se verificar que os gases estão saindo sem nenhum contaminante, apenas um pouco de CO, devido ao fato dos gases da região de queima não migrarem para o resfriamento, sendo possível a utilização destes gases e da energia associada, em outras etapas do processo.

### 5.3.2 - Análise das vazões de ar no forno

A análise dos valores da tabela 5.2 mostra que a soma das vazões de ar de combustão (nº 1) e de gás combustível (nº. 2) totaliza 1,95 kg/s. Assim, como são rejeitados 5,16 kg/s de gases pela chaminé 1, tem-se que cerca de 3,21kg/s de gases provenientes de

outras regiões entram na zona de queima. Esta massa adicional de gases provém basicamente da região de resfriamento direto do forno (aproximadamente metade do ar insuflado no resfriamento direto), e uma pequena fração é proveniente da abertura na entrada do forno e infiltrações.

Este volume extra de gases na zona de queima ajuda a diminuir o gradiente de pressão no interior do forno, levando a uma maior homogeneização da temperatura; porém, ao mesmo tempo, exige um consumo maior de combustível - gás natural - para o aquecimento desta massa adicional. Este é um dos principais parâmetros que pode ser controlado para a otimização da operação do forno.

## 6 SIMULAÇÃO COM O AUXÍLIO DO CFX

### 6.1 Uso do CFX

O *CFX* é um pacote computacional mundialmente conhecido por sua velocidade, robustez e precisão, utilizado para simulação de transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional. O *CFX* utiliza o método de volumes finitos (Maliska, 2004). Para a discretização das equações da continuidade, da conservação da quantidade de movimento linear, da conservação da energia e das equações para turbulência, que precisam ser resolvidas para se obter uma solução para problemas de mecânica dos fluidos e transferência de calor (Bejan, 1995).

O *CFX 10.0* é dividido em quatro módulos, sendo que o primeiro é chamado de *CFX-Build*. Neste módulo são definidos: a geometria, a região do domínio, as superfícies onde serão aplicadas as condições de contorno, além dos parâmetros para a geração de malha. O *CFX-Build* é programado para gerar malhas tetraédricas, porém ele permite ao usuário a utilização de malhas hexaédricas, possibilitando, em alguns casos, a obtenção de resultados melhores com malhas com menor número de elementos.

O módulo seguinte é denominado de *CFX-Pré* e nesta etapa são definidos todos os parâmetros da simulação, como o regime do problema (permanente ou transiente), o domínio de solução, as condições de iniciais e de contorno, os critérios de convergência, entre outros parâmetros. O módulo seguinte é o *CFX-Solver*, o qual acompanha o andamento da simulação, permitindo alterações durante o seu progresso.

O último módulo, *CFX-Post*, tem a função de mostrar os resultados e permite uma visualização tanto quantitativa, quanto qualitativa dos resultados.

Como o *CFX* utiliza ferramentas de CFD, seu uso permite a obtenção de dados e o conhecimento de alguns parâmetros muito importantes para a definição de alterações no forno visando seu melhor funcionamento. Pretende-se o seguinte:

- Verificar os gradientes de temperatura presentes no interior do forno, na região de quiema;
- Visualizar e entender o escoamento dos gases no interior do forno;
- Definir parâmetros para “alimentar” o programa em *FORTRAN*;

### 6.2 Domínio de solução

Para a solução precisa do problema em questão, seria necessária a modelagem do forno completo, com toda sua estrutura, incluindo deslocamentos da carga queimada no interior do forno, além do canal que faz a ligação com as chaminés. Entretanto, pelas dimensões do conjunto, ficou constatado que não haveria a possibilidade de solucionar o



problema como um todo, já que o forno possui 120 metros de comprimento e 3,00 metros de largura por 0,80 metros de altura interna. Por outro lado, a espessura da carga de pisos em seu interior é de um centímetro, que seria o menor valor da escala. Dessa forma, a malha necessária para representar esse material inviabilizaria sua solução.

Nesta etapa do trabalho foi simulada a região de queima, onde o produto adquire a maior temperatura. Para isto foram dimensionados 10 queimadores de cada lado da parte superior do forno. A vazão dos gases quentes circulantes foi obtida dos dados experimentais, medidos no forno em operação. A região simulada possui 10 m de comprimento, 0,3 m de altura e 3 m de largura.

A figura 5.1 mostra o domínio espacial resolvido no CFX, com a finalidade de se conhecer o comportamento dos gases no interior do forno, tendo como meta final a obtenção do perfil do coeficiente de convecção no interior da região de queima.

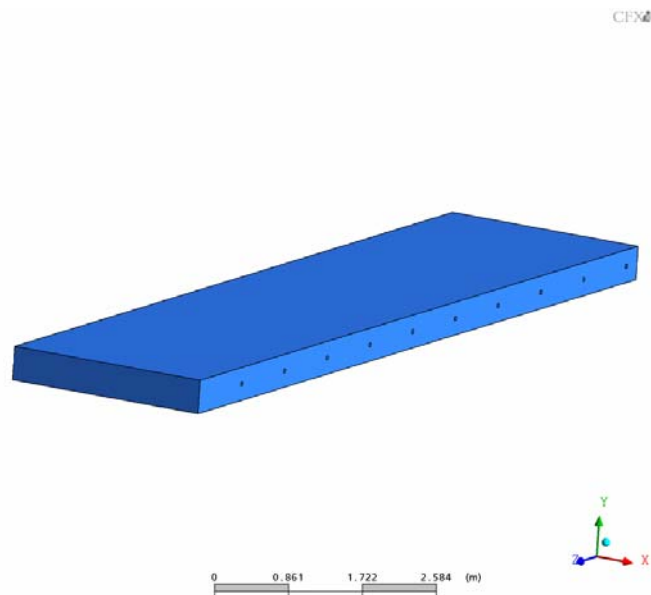


Figura 6.1 - Volume adotado com 10 queimadores posicionados de cada lado do forno, com uma entrada e uma saída para os gases.

### 6.3 Malha

Para a solução deste problema, foi gerada uma malha de 1.381.800 elementos hexaédricos. Este tipo de elemento foi usado devido à simplicidade da geometria do domínio de solução, em forma de paralelepípedo. Tais elementos são gerados a partir de volumes paramétricos, que para serem construídos no próprio CFX 10, requerem uma geometria simplificada, formada apenas por cubos, cilindros e esferas.

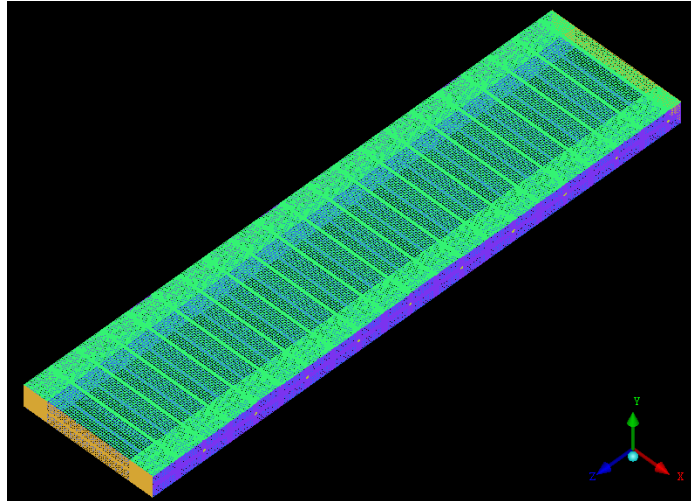


Figura 6.2 - Malha hexaédrica utilizada para a modelagem do volume adotado.

## 6.4 Condições de contorno

Um conjunto de 10 queimadores foi colocado de cada lado do modelo, sendo injetada através deles uma quantidade de energia correspondente à medida na etapa experimental - esta energia é calculada pela vazão total dos queimadores, que é de 1,0 kg/s de gases quentes a uma temperatura de 1600 K.

A divisão da região de queima com a região de resfriamento forma uma interface na qual uma certa migração de gases é admitida, mas da região de resfriamento para a região de queima e nunca o contrário. Através dos dados experimentais se verificou a existência desta migração e, por este motivo, esta região foi considerada como uma região de entrada de massa de gases, com uma vazão de 0,7 kg/s e uma temperatura de 900 K.

As paredes laterais e o teto do forno foram considerados adiabáticos, como forma de simplificar as condições de contorno. Além das perdas pelas paredes não serem o foco deste estudo, também se verifica que tais perdas não representam uma parcela muito significativa do volume total de energia térmica em questão. Na região de saída foi estipulado um perfil de pressão, sendo esta condição necessária para não se caracterizar um escoamento forçado no interior do forno.

Foi desconsiderado o deslocamento das peças ao longo do forno, pois suas velocidades são muito baixas. A movimentação das peças implica em um maior esforço computacional, além de agregar uma maior complexidade ao problema. Assim a carga foi considerada como se fosse o piso do forno, sendo prescrita uma temperatura de 1400 K.

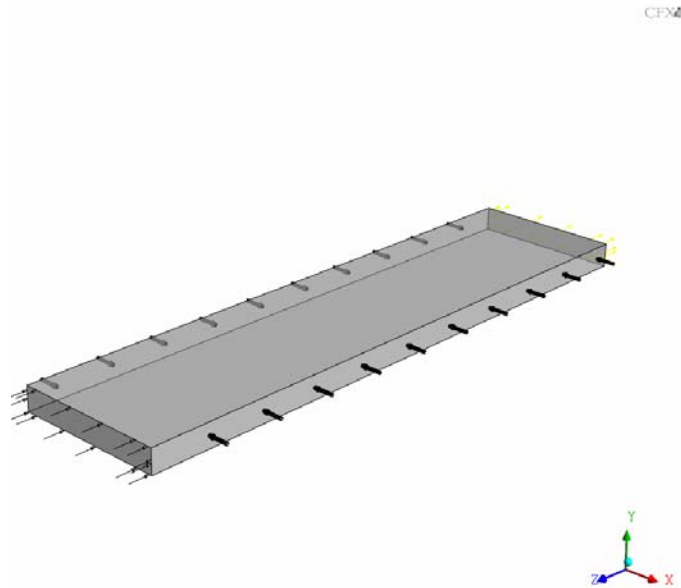


Figura 6.3 - Condições de contorno adotadas para a simulação do forno.

## 6.5 Resultados

Depois de estabelecidas as condições de contorno, foram feitas simulações numéricas, cujos resultados são apresentados na seqüência e permitem uma melhor compreensão do movimento de gases no interior do forno. Os perfis de temperatura tanto no plano onde estão dispostos os queimadores, quanto no plano da carga, estão mostrados nas figuras 5.4 e 5.5, respectivamente. Na primeira figura se observa a ação de cada queimador, através do jato de gases quentes e se verifica uma maior uniformidade na distribuição de temperatura no plano destes queimadores, devido à velocidade dos gases quentes que adentram o forno. Entretanto, no plano da carga ocorrem pequenos gradientes junto às laterais do forno, pois mesmo a ação dos queimadores de alta velocidade não consegue uniformizar as temperaturas em todos os pontos da seção transversal.

A penetração de ar frio vindo da região de resfriamento para a região de queima pode ser vista através de uma variação brusca de temperatura em ambas as figuras, no primeiro plano, à esquerda. O ar passa de 1200 K para 1400 K, quando se mistura com os gases da combustão e segue para a direita, no sentido contrário ao movimento da carga.

Alguns campos de temperatura ao longo do comprimento do forno foram obtidos, tanto no centro, quanto no canto do forno, com o objetivo de avaliar a diferença entre os gases e a carga. Estes gráficos podem ser vistos nas figuras 6.6, 6.7, 6.8 e 6.9.

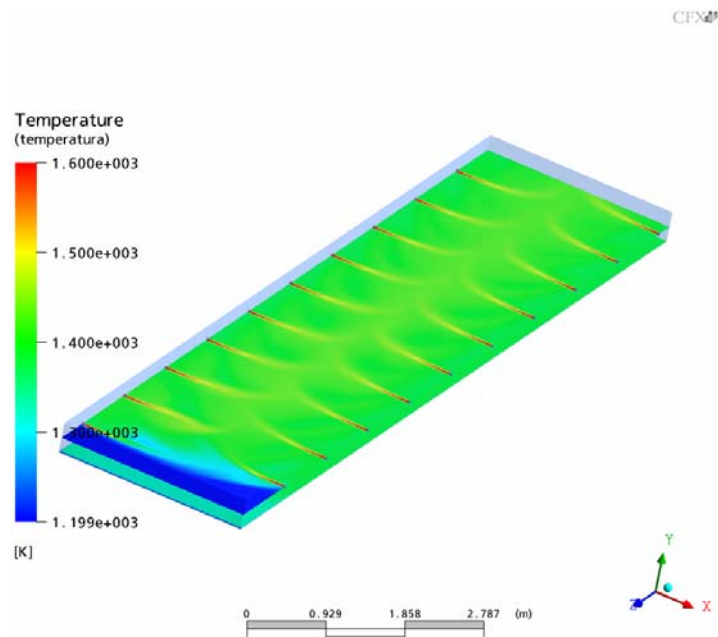


Figura 6.4- Perfil de temperatura no interior do forno, no plano dos queimadores.

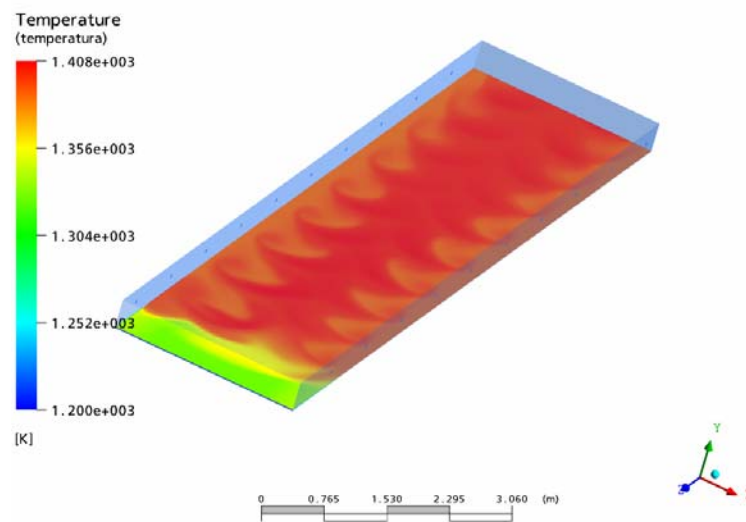


Figura 6.5- Perfil de temperatura no nível do plano da carga do forno.

O perfil longitudinal de temperatura em escala ampliada, apresentado na figura 6.6, demonstra que o escoamento de gases quentes no interior do forno consegue proporcionar uma certa estabilidade de temperatura, com algumas oscilações, características do escoamento turbulento. Estas oscilações ocorrem em face da injeção desencontrada feita pelos queimadores dispostos de um lado e do outro do canal. Já na lateral do forno são observadas maiores oscilações, representadas na figura 6.7, com os vários picos representando a ação de cada queimador sobre o volume interno de gases em movimento. Esta ação dos queimadores ocorre com a injeção de gases na temperatura de 1600 K.

As figuras 6.8 e 6.9 representam os perfis longitudinais de temperatura da carga, respectivamente no centro e na lateral do canal. Devido à inércia do conjunto, as oscilações observadas nos gases aparecem de forma reduzida na carga. Os níveis de temperatura são um pouco inferiores aos dos gases no centro da carga, com diferença mais acentuada na lateral, onde não chega a atingir o valor de 1.400 K. Para que sejam garantidos os padrões dimensionais das peças produzidas, torna-se essencial que estas diferenças de temperatura centro-lateral do forno sejam minimizadas, sendo este um dos desafios do projeto e da operação deste tipo de forno.

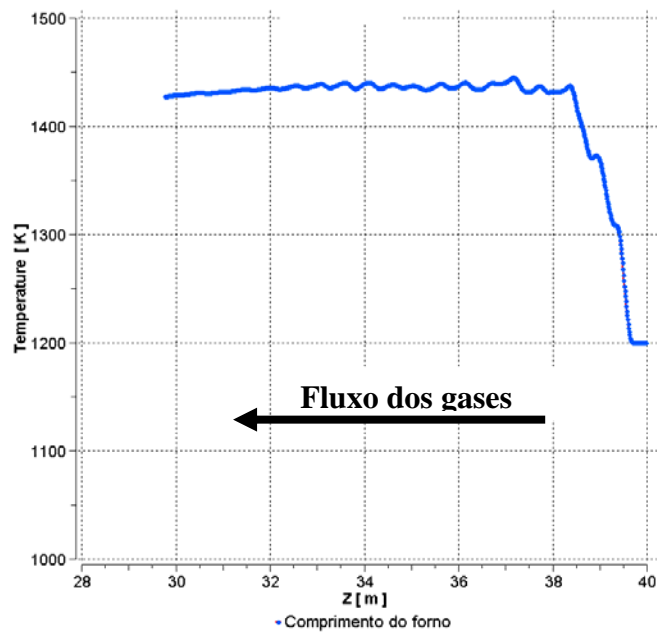


Figura 6.6 – Perfil longitudinal de temperatura dos gases na linha central do forno.

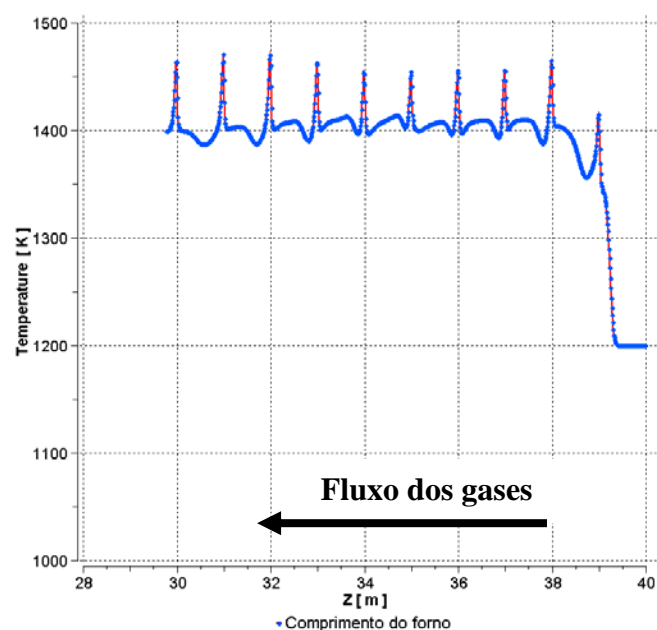


Figura 6.7 – Perfil longitudinal de temperatura dos gases na lateral do forno.

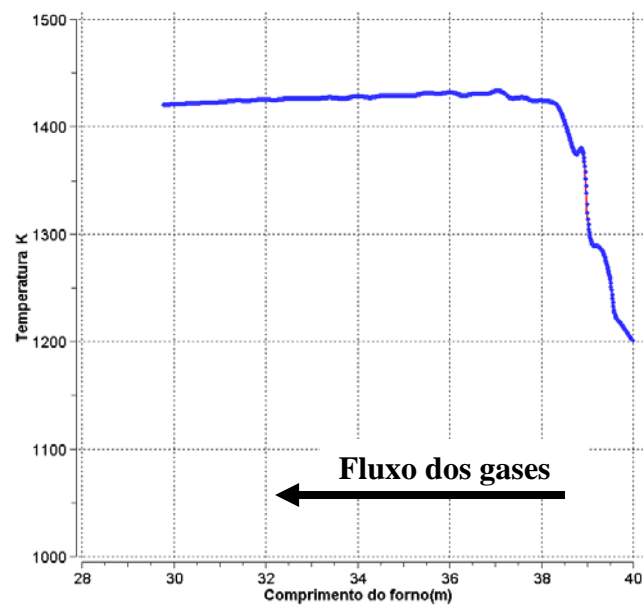


Figura 6.8 – Perfil longitudinal de temperatura da carga na linha central do forno.

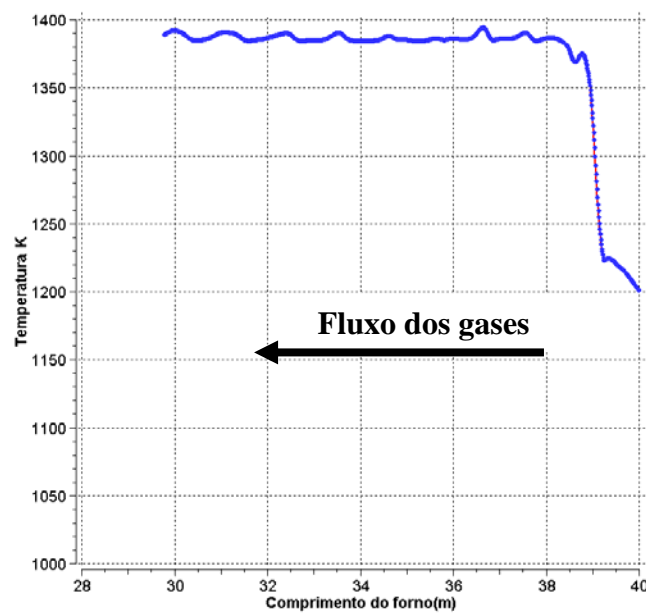


Figura 6.9 – Perfil longitudinal de temperatura da carga na lateral do forno.

Nas figuras 6.10, 6.11 e 6.12 são apresentados os perfis de temperatura ao longo da largura da carga, respectivamente para a saída, centro e entrada da região de simulação usada. Trata-se de uma informação muito importante, pois a existência de uma grande variação de temperatura na seção do forno gera problemas na queima, resultando em defeitos geométricos ou dimensionais em uma peça isolada. As diferenças também aparecem entre peças e são mais acentuadas ao se comparar uma peça que passou pela linha central, com uma peça que passou pela lateral do forno.

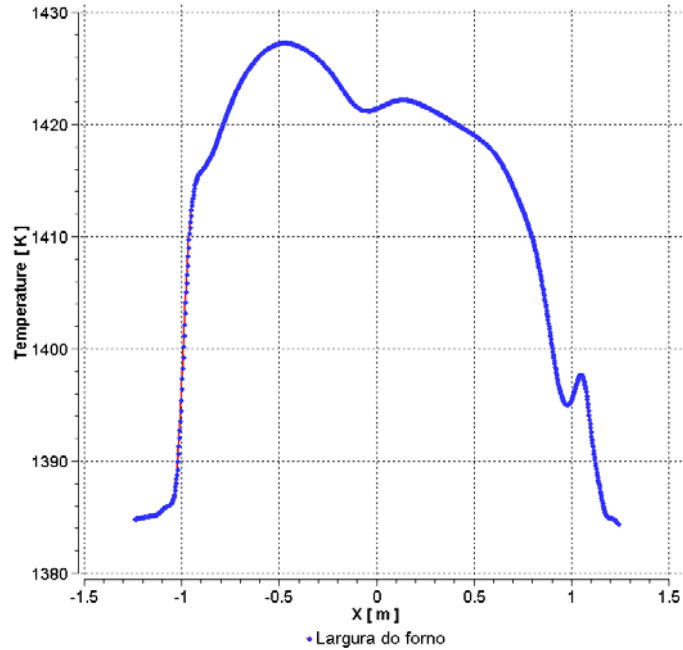


Figura 6.10 – Perfil transversal de temperatura da carga localizada na saída do forno.

As figuras indicam gradientes de até 40 K, entre centro e periferia, representando um valor elevado para a produção de peças que tenham boas características dimensionais. Variações de temperatura desta ordem também foram encontradas nas medições efetuadas no forno, mostrando ao mesmo tempo a coerência dos resultados e a necessidade de melhorias para a redução dos valores.

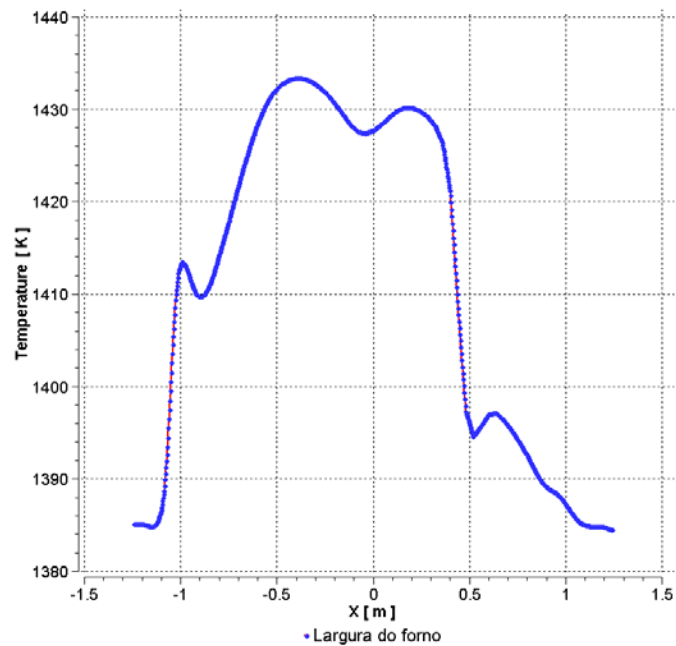


Figura 6.11– Perfil transversal de temperatura da carga no centro do forno.

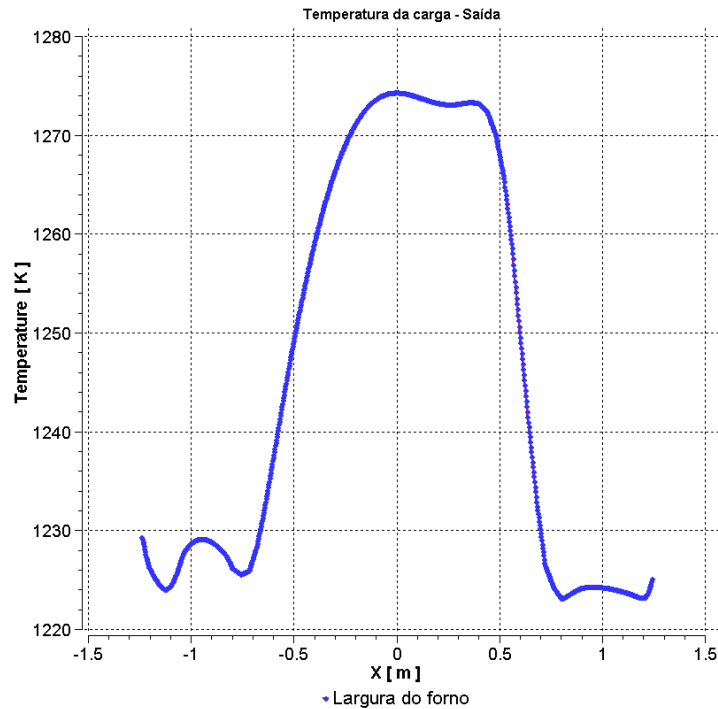


Figura 6.12 – Perfil transversal de temperatura da carga na entrada do forno.

Por sua vez as figuras 6.13, 6.14 e 6.15 apresentam os campos de velocidades no interior da câmara do forno. Os deslocamentos ocorrem na direção transversal, de forma localizada, e se somam ao escoamento principal na direção longitudinal. As velocidades são elevadas na saída dos queimadores e depois sofrem redução, à medida que ocorre o espalhamento. A influência do fluxo principal se acentua em direção à entrada da região simulada, pois a vazão de gases aumenta pelo somatório dos valores liberados em cada queimador. As trajetórias desenhadas por algumas partículas mostram uma forma errática de progressão (figura 6.16), indicando a existência de movimentos turbulentos, característicos da penetração de jatos em uma massa maior de gases. Esta mistura é obtida com os chamados queimadores de alta velocidade, que conseguem jogar os gases da combustão na extremidade oposta da seção, forçando uma redução nos gradientes transversais de temperatura.



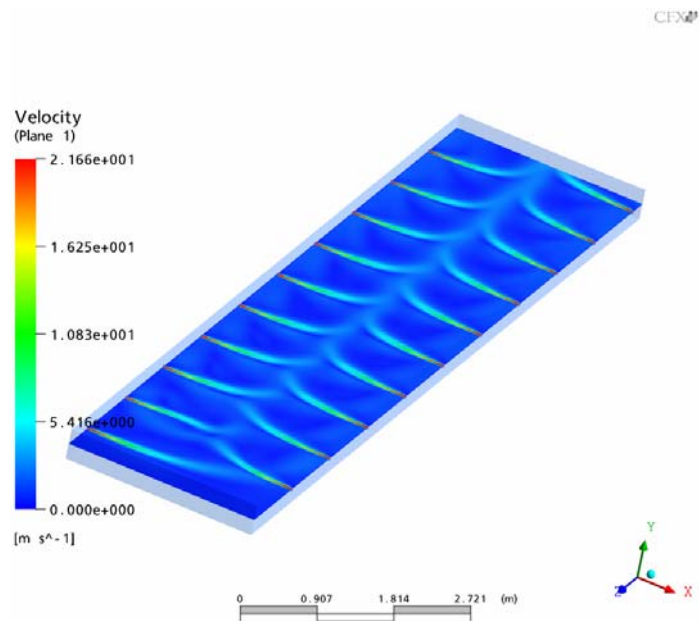


Figura 6.13 - Campos de velocidade no interior do forno.

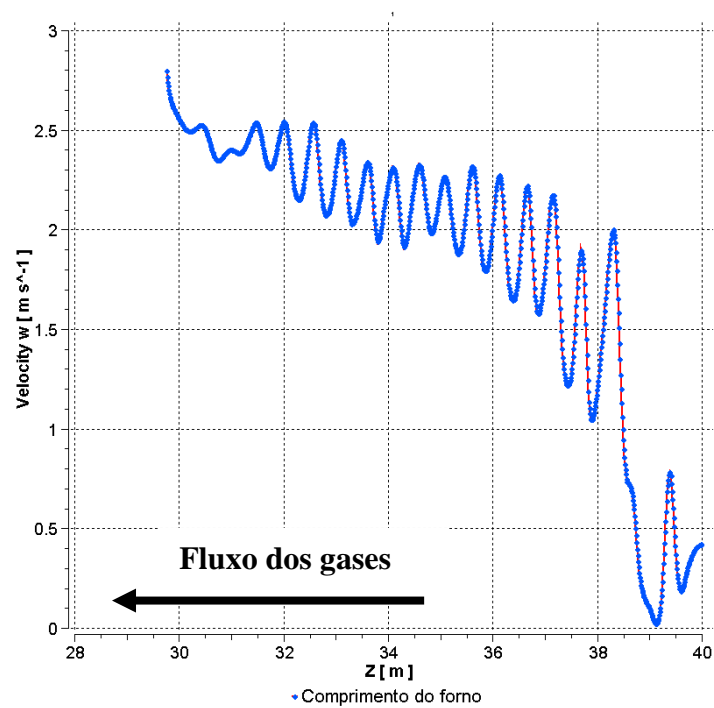


Figura 6.14 – Perfil de velocidade longitudinal na linha central do forno.

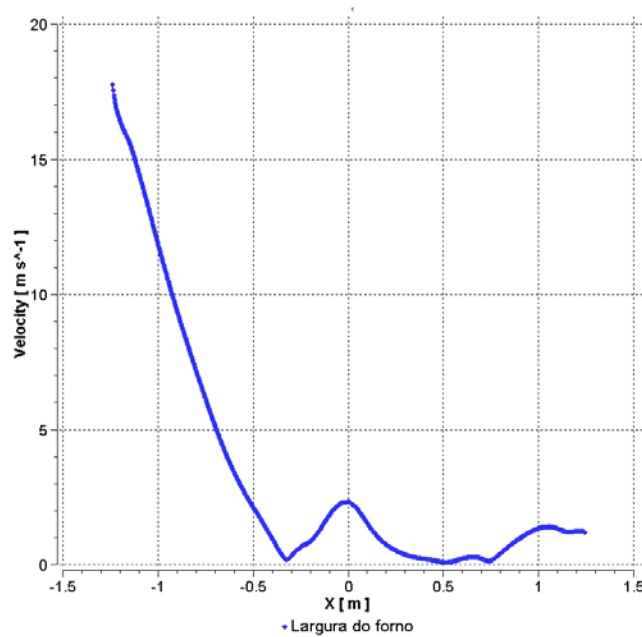


Figura 6.15 – Perfil de velocidade transversal na linha do fluxo do queimador.

Ao analisar as figuras 6.14 e 6.15, pode-se notar que o perfil de velocidade no interior do forno segue a mesma tendência do perfil do coeficiente de convecção encontrado nas figuras 6.19 e 6.20. Na figura 6.14 tem-se o perfil de velocidade no interior do forno ao longo de seu comprimento, na altura dos queimadores, e as oscilações encontradas se deve a injeção dos gases pelos queimadores ao longo do comprimento do forno.

Na figura 6.15 temos um perfil de velocidade na trajetória de injeção de calor por um queimador, onde temos altas velocidades, que são características destes equipamentos.

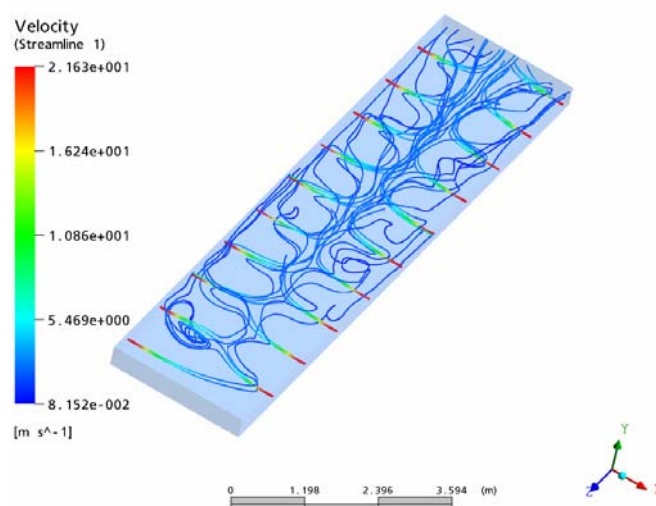


Figura 6.16 – Trajetórias de diversas partículas partindo dos queimadores.

A figura 6.17 mostra a distribuição de pressão longitudinal, na lateral do forno. A grosso modo se pode afirmar que a pressão média cai na direção da entrada do forno e que

flutuações locais são percebidas, causadas pelo movimento turbulento dos gases e pela ação de cada queimador. Estes valores mostram a mesma tendência observada na figura 6.3, obtida em medições no forno.

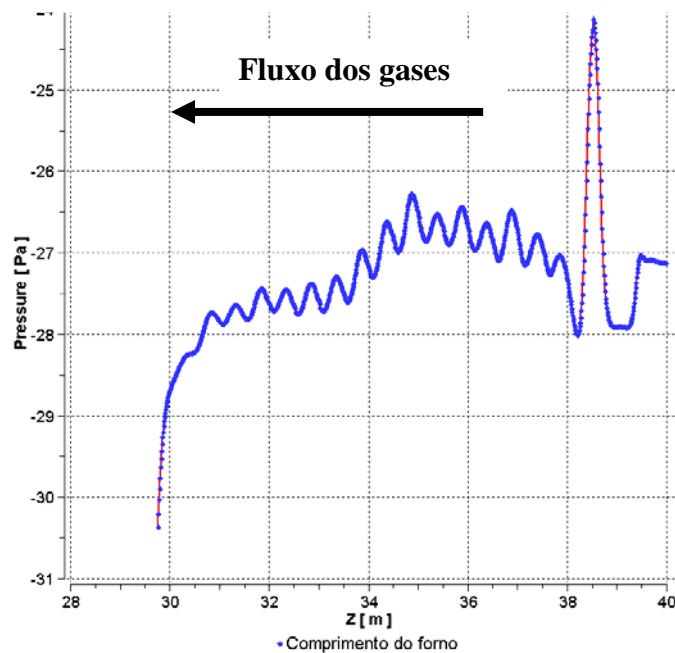


Figura 6.17– Perfil de pressão nos gases do forno ao longo do seu comprimento.

A figura 6.18 mostra o perfil de pressão ao longo do eixo do jato de gases quentes saindo do queimador. Inicialmente a pressão é bastante elevada, caindo em seguida, à medida que atinge o centro do forno. Neste ponto a pressão passa a se enquadrar na corrente principal, assumindo um valor negativo.

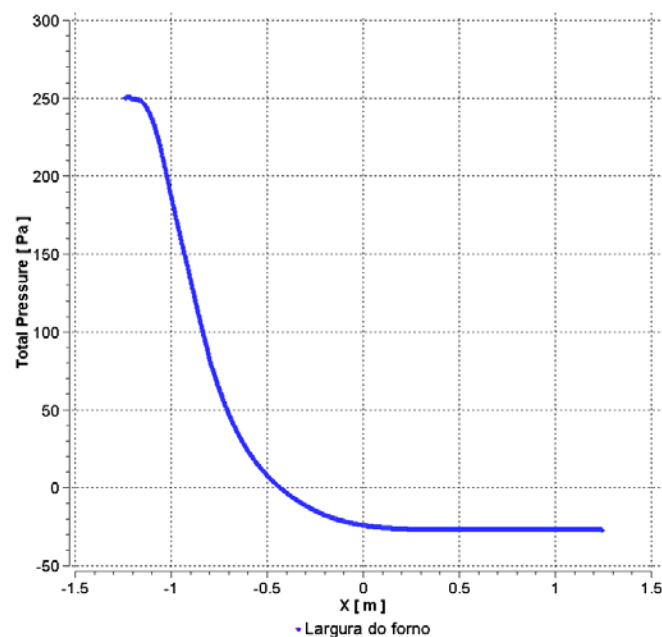


Figura 6.18 – Perfil de pressão para o jato que deixa o queimador até o centro do forno.

Depois de verificados os campos de velocidade e de temperatura no interior do forno, pode-se definir alguns parâmetros a serem avaliados para utilização na simulação através do Fortran 90. Como a equação da conservação da quantidade de movimento não será resolvida neste último caso, resolvendo-se apenas as equações da conservação da massa e da energia, torna-se necessário o uso dos dados obtidos na simulação com o código CFX para alimentação do programa Fortran. A definição do campo de velocidades através do CFX, juntamente com as informações sobre as temperaturas simuladas e obtidas experimentalmente, permitem avaliar os valores dos coeficientes de convecção nas trocas que acontecem entre carga e paredes com os gases circulantes, tanto na direção transversal, quanto na direção longitudinal do forno. Estes resultados estão colocados nas figuras (6.19) e (6.20).

Na figura 6.19 é apresentado o coeficiente de convecção ao longo da seção transversal do forno. Um pico por volta de 0,4 m contados do centro do forno, sofrendo redução em direção ao centro e em direção à parede. O máximo ocorre no ponto de maior intensidade de escoamento dos gases, sob influência direta do queimador que está colocado à esquerda. Junto à parede o escoamento é menos intenso, considerando a região de recirculação causada pela ação do queimador. No centro do forno atua sobretudo o escoamento longitudinal, de velocidade média inferior à velocidade fornecida no interior do jato proveniente do queimador.

Por sua vez a figura 6.20 mostra os valores do coeficiente de convecção ao longo da direção longitudinal, avaliados na linha central do forno. Os valores oscilam em torno de 21 a 22  $W/m^2K$ , dependendo do posicionamento do ponto em relação aos queimadores. Na região inicial da zona de queima as oscilações são maiores por causa da penetração de ar da região de resfriamento, alternados com gases quentes dos primeiros queimadores.

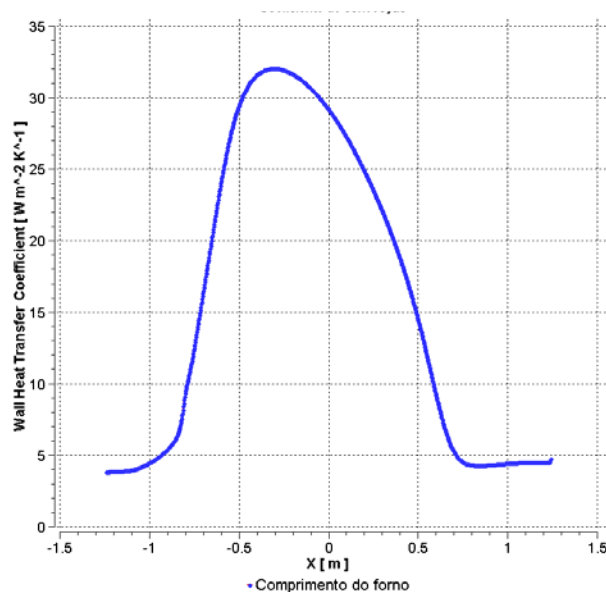


Figura 6.19 - Perfil dos coeficientes de convecção avaliados na direção transversal do forno.

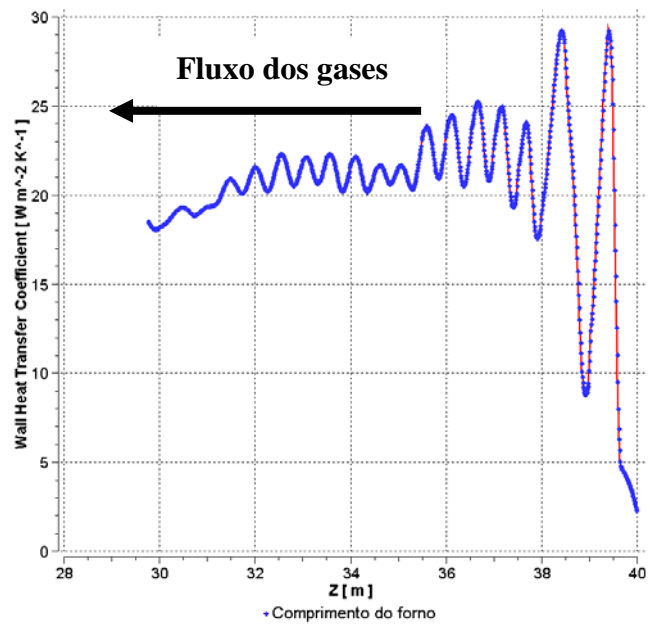


Figura 6.20 – Perfil dos coeficientes de convecção na direção longitudinal, avaliados na linha central do forno.

## 7 RESULTADOS OBTIDOS PELA SIMULAÇÃO NUMÉRICA

### 7.1 Curva de Queima

No programa numérico a simulação da curva de temperatura se faz pelo acerto da quantidade de combustível para atingir a temperatura de queima desejada, pela regulagem das injeções de ar frio na zona de resfriamento e pelas captações de gases quentes na zona de pré-aquecimento. Assim, alguns parâmetros de regulagem devem ser previstos no programa para implementar este tipo de controle de vazão. Desta forma a simulação ajuda a determinar os parâmetros a serem adotados na regulagem, facilitando o entendimento e a previsão dos efeitos causados por possíveis modificações destes parâmetros.

Uma vez estabelecida a curva de temperatura desejada para a carga, decorrente do tipo de produto requerido, pode-se saber qual a curva de temperatura dos gases no interior do forno que está relacionada àquela curva de temperatura da carga, através do programa de simulação. Por ser a temperatura dos gases o parâmetro de controle na maioria dos fornos, uma vez que é impraticável a determinação da temperatura da carga em nível operacional, fica facilitado o estabelecimento dos valores dos parâmetros a serem adotados nos controles de temperatura, valores estes obtidos através do programa de simulação.

Na figura 7.1 tem-se o resultado da simulação numérica, onde se observa os perfis de temperatura dos gases dentro do forno, tanto na sua parte superior quanto na sua parte inferior.

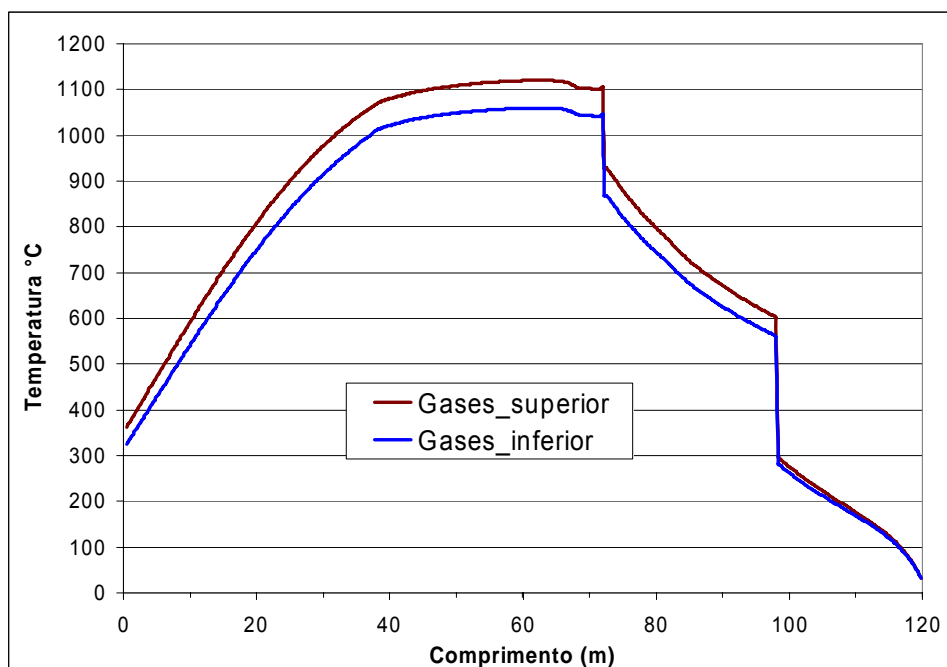


Figura 7.1 – Temperaturas dos gases no interior do forno, obtidas na simulação numérica.

O perfil de temperatura no interior do forno mostra claramente as regiões em que se dividem estes equipamentos, a saber, a região de pré-aquecimento, a região de queima e as regiões de resfriamento direto, indireto e final. A redução brusca na temperatura dos gases

na região de resfriamento não se reflete na mesma proporção no perfil de temperatura da carga, em razão da inércia térmica da mesma. Além do mais, quedas bruscas desta ordem não seriam toleradas devido à fragilidade das peças cerâmicas frente a um choque térmico. As quedas bruscas analisadas na região de resfriamento são decorrentes das entradas de ar frio, e muitas vezes esta injeção de ar frio se encontra concentrada em pontos específicos, causando uma queda brusca de temperatura nos gases que circulam nesta região.

Os perfis de temperatura da carga estão representados na figura 7.2, podendo-se comparar as temperaturas na linha central e nas laterais do forno, e assim avaliar o valor do gradiente de temperatura existente na queima dos produtos cerâmicos. Entre as laterais não existe diferença, pois na simulação através do CFX 10.0, adotou-se a condição de simetria. Entre a linha central e as laterais, a simulação mostra um aquecimento mais efetivo da linha central, determinado pelos fluxos de gases provenientes dos queimadores, gerando um escoamento mais concentrado de gases nesta linha, na direção do pré-aquecimento da carga. Já na região de resfriamento o contrário ocorre – uma queda mais rápida na linha central, também resultante do mesmo fenômeno de maior fluxo de ar frio de resfriamento nesta linha central.

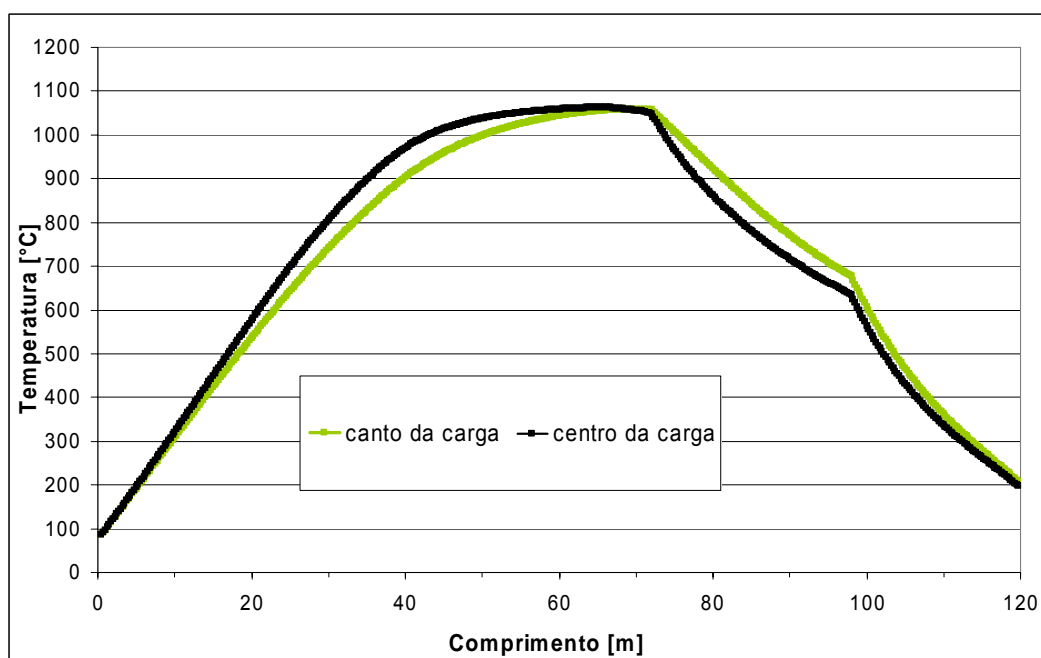


Figura 7.2 – Temperaturas da carga no interior do forno, obtidas na simulação numérica.

Ao montar os gráficos de temperatura dos gases e da carga foi possível verificar a diferença significativa obtida no modelo sem radiação, comparada ao modelo completo. As figuras 7.3 e 7.4 mostram os perfis de temperatura dos gases, da carga e do teto (canal superior do forno), para a mesma energia de entrada. Existe, em todos os casos, uma diferença entre o canal inferior e o canal superior, diferença já mostrada na figura 7.1.

No modelo completo o comportamento do perfil de temperatura se mostrou bem distante do perfil em que não se considera radiação no modelo. No primeiro as temperaturas são mais elevadas, mostrando que a radiação se traduz em um mecanismo que contribui para um maior transporte de energia entre as diversas seções do forno. Assim os gases ficam mais aquecidos em toda a extensão do forno (figura 7.3). Na figura 7.4 são comparados os perfis de temperatura das superfícies do teto e da carga, mostrando a influência do mecanismo de troca por radiação, no sentido de aumentar estas temperaturas em quase toda a extensão do forno, exceto no final do resfriamento.

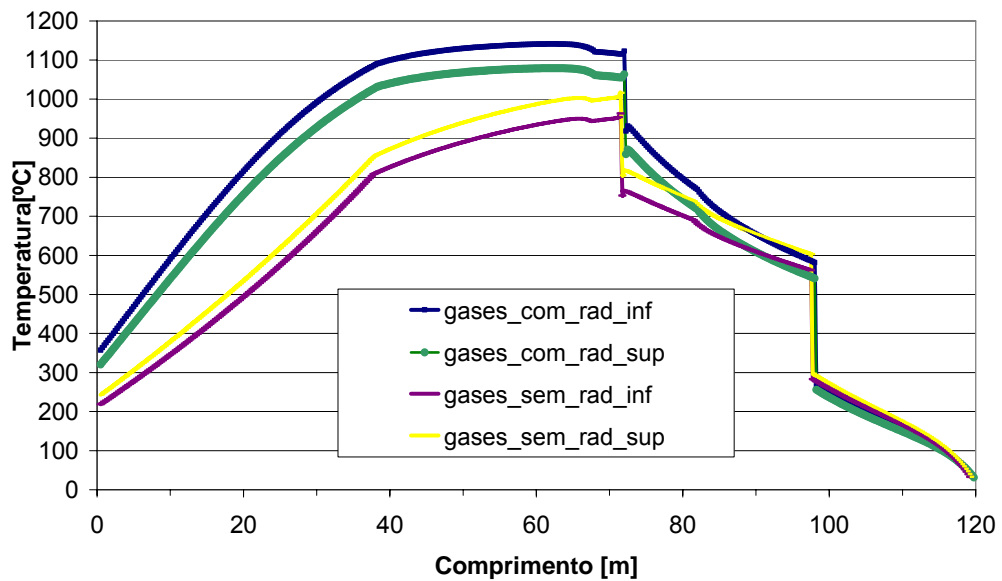


Figura 7.3 – Temperaturas dos gases no interior do forno a rolos, obtidas com a mudança do modelo de radiação na simulação numérica.

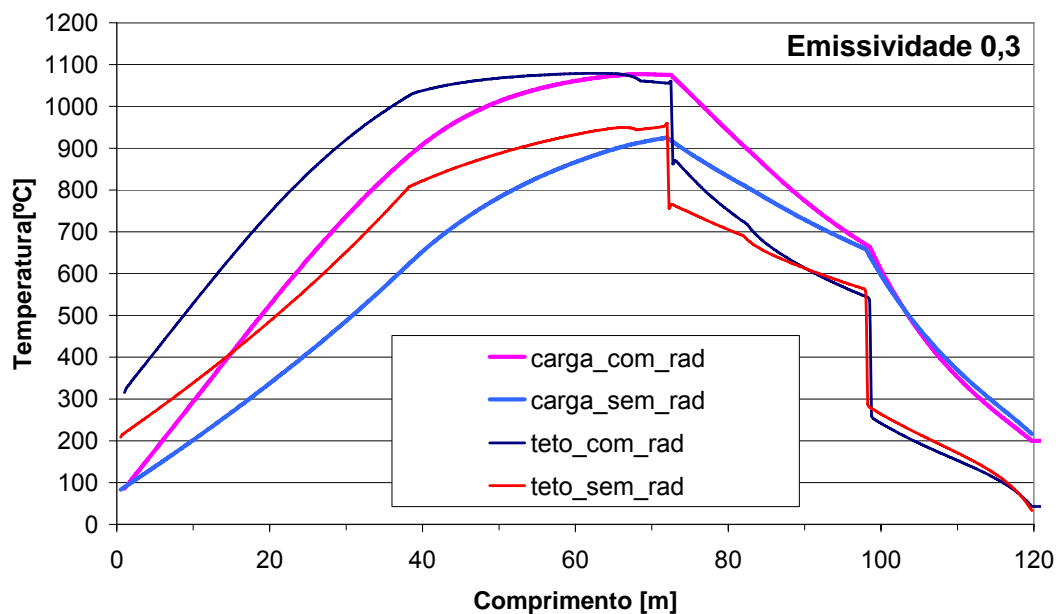


Figura 7.4 – Temperaturas do teto e da carga, para o modelo com e sem radiação, para uma emissividade de 0,3.



As diferenças impostas pela consideração da radiação nos perfis das figuras 7.3 e 7.4 motivaram uma investigação adicional, sobre a influência da emissividade das paredes sobre os perfis de temperatura. O valor considerado nestas figuras foi uma emissividade de 0,3 fornecida por Incropera e DeWitt (1998), para materiais refratários de alumina, a uma temperatura de 1200 K. Esta emissividade pode chegar a 0,6 - dependendo do teor de oxidação da alumina.

Na figura 7.5 são comparados os perfis de temperatura para as duas emissividades adotadas. Nesta figura se nota que, com o aumento da emissividade, ocorreu um aumento das temperaturas superficiais do forno: o teto e a carga tiveram um aumento de até 100°C, na região do pré-aquecimento. Este aumento é resultado da influência direta do mecanismo de troca de calor por radiação atuante em toda a extensão do forno, promovendo uma maior recuperação de calor da carga.

A figura 6.6 compara as temperaturas nas superfícies da carga e do teto, também em toda a extensão do forno, para emissividades de 0,3 e de 0,6. O aumento na emissividade causa aumentos de temperatura, tanto do teto, quanto da carga, na região de aquecimento e de queima. Na região de resfriamento ocorre o contrário: a carga com maior emissividade possui temperatura mais baixa, o que também ocorre para o teto. Os resultados demonstram uma intensificação dos mecanismos de troca de calor.

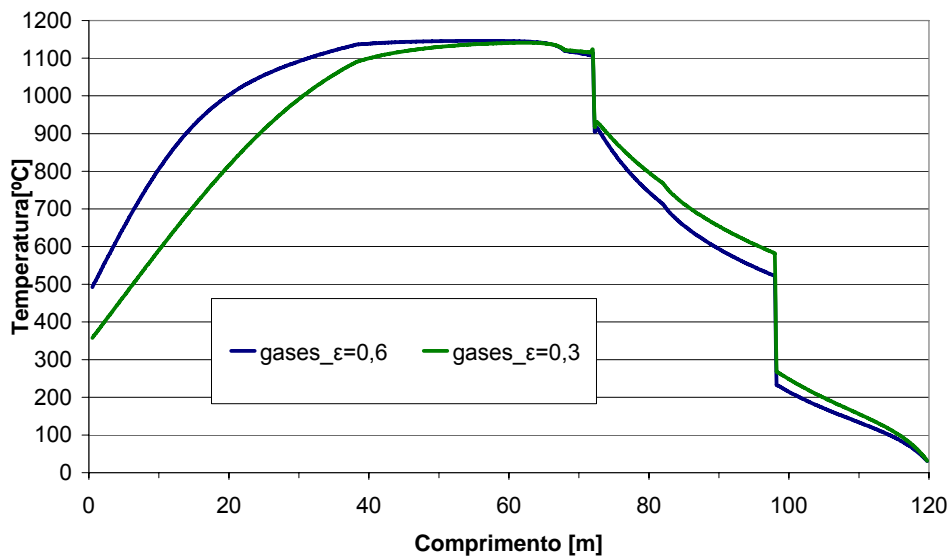


Figura 7.5 – Temperaturas dos gases no canal superior para emissividades de 0,3 e 0,6.

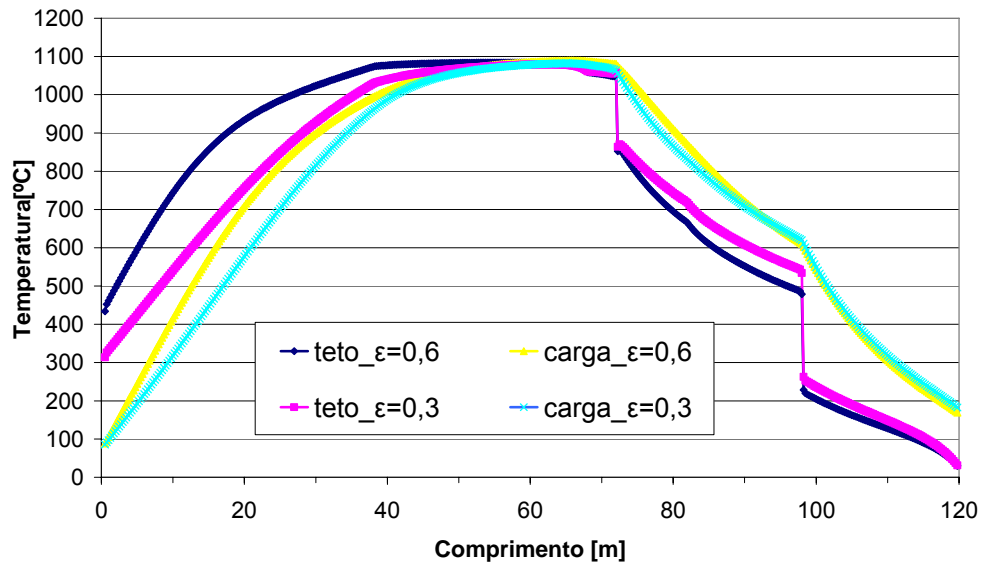


Figura 7.6 – Comparação dos perfis de temperatura do teto e da carga para diferentes emissividades.

## 7.2 Comparação com a curva experimental de temperatura

Com o cálculo das trocas radiantes entre superfícies, através do método de múltiplas reflexões, usando o modelo de Gebhart, o programa ficou restrito a um refinamento específico, conforme descrito no capítulo 3. Este método se inicia com o cálculo dos fatores de forma, envolvendo um cálculo de muitas operações, em que cada retângulo da malha foi subdividido para uma melhoria da precisão do cálculo. O uso de uma malha mais grosseira na simulação geral tornou-se necessária, pois o forno possui 120 m de comprimento, de forma que o tempo de cálculo se mantivesse em um valor aceitável. Além da limitação envolvendo o tamanho da malha, muitos dos parâmetros de operação do forno não puderam ser medidos diretamente e foram estimados, dificultando a execução de uma simulação mais consistente com a realidade do forno.

A comparação entre as curvas de temperatura simulada e a obtida experimentalmente, mostra certas diferenças na forma das curvas (figura 7.7). As curvas simuladas mostram uma subida mais íngreme e um patamar na região central do forno. As curvas de simulação mostram as temperaturas da carga, dos gases no canal inferior, sob a carga, e dos gases no canal superior, sobre a carga. A curva experimental, de temperatura dos gases circulantes, a subida é menos acentuada, mas não há a ocorrência de patamar. Esta diferença pode ser gerada por uma distribuição dos fluxos nos queimadores e dos excessos de ar utilizados em desacordo com as informações usadas na alimentação do programa numérico. Não foi possível medir a vazão de gás natural e de ar em cada queimador, nem por regiões do forno. Apenas as vazões totais foram obtidas. No caso da

simulação usou-se um excesso de ar de 3,5 na primeira parte da zona de queima e um excesso de 2,1 na segunda parte.

No caso da temperatura da carga, ainda na (figura 7.7), o comportamento é semelhante ao das figuras anteriores, mostrando um comportamento resultante de sua maior inércia em relação aos gases circulantes.

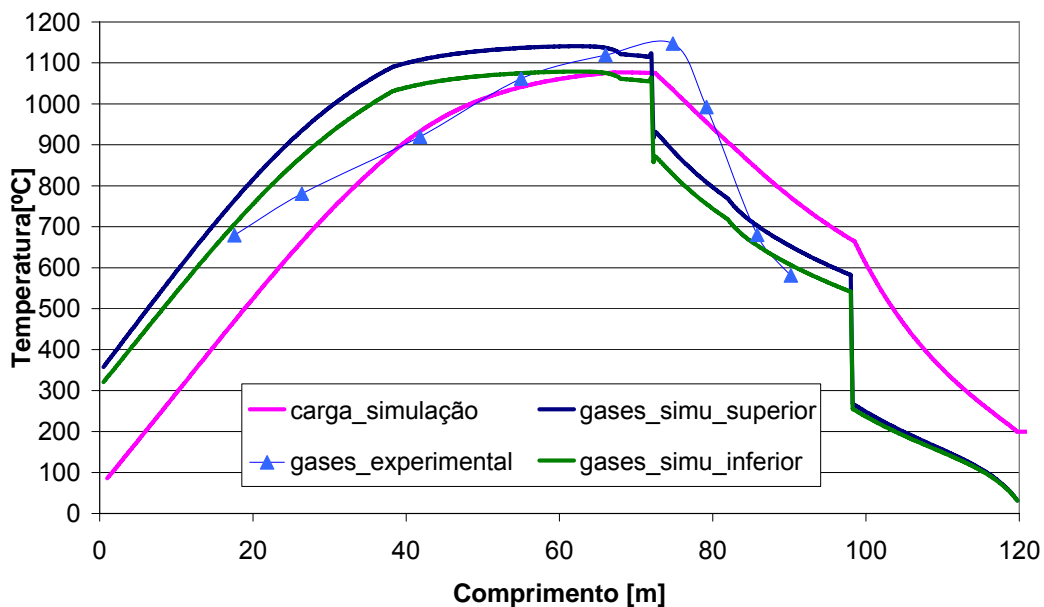


Figura 7.7 – Curvas experimentais e teóricas obtidas no forno a rolos da Cerâmica Casagrande.

Na figura 7.8 foram adicionadas as curvas de programação do forno, para comparação com as curvas de temperatura dos gases. São as curvas programadas nos controladores e estão um pouco distantes da curva medida para os gases do forno. Estas diferenças demonstram que os queimadores não conseguem cumprir a tarefa estabelecida pela programação, indicando problemas de dimensionamento dos mesmos e de uma produção praticada muito maior do que a produção nominal do equipamento, que foi projetado para produção de 300 mil m<sup>2</sup>/mês de grês-porcelanato. A produção encontrada, quando feita, a etapa experimental, foi da ordem de 400 mil m<sup>2</sup>/mês.

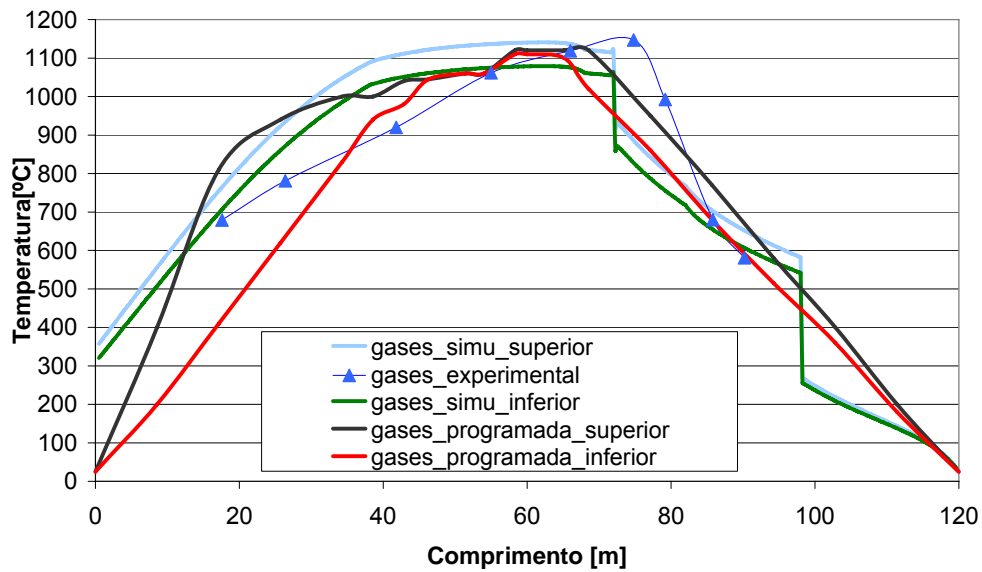


Figura 7.8 – Curvas experimentais, teóricas e programadas obtidas no forno da Cerâmica Casagrande.

### 7.3 Balanço Térmico

O balanço térmico permite mapear a destinação da energia introduzida através da queima do combustível e, assim, oferece subsídios para a atuação na regulação do forno, buscando a racionalização do uso desta energia térmica.

A tabela 7.1 mostra as taxas de distribuição de energia, obtidas através de um balanço térmico, feito no programa de simulação e as taxas calculadas com os dados experimentais, usando o software EES, para um nível de produção de 2,3kg/s de grês-porcelanato. As distribuições de temperatura ao longo do forno, tanto simulada quanto experimental, são apresentadas na figura 7.7. Para estas simulações foi mantido o mesmo consumo de combustível e parâmetros dimensionais do forno, dados na tabela 5.1.

Diferentes configurações no modelo de radiação foram adotadas e as conseqüências são mostradas na tabela 7.1. Na primeira coluna o balanço térmico foi executado para o caso de simulação não levando em conta a troca de calor por radiação térmica. Na segunda coluna o modelo considera a radiação, através do modelo de Gebhart, (Siegel e Howell, 1992), como demonstrado no capítulo 4 (modelo completo). A terceira coluna contém os resultados experimentais descritos no cap. 5.

A comparação das parcelas envolvidas permite antever o funcionamento e eficácia do mecanismo de transporte interno de energia por radiação. Em uma avaliação global, a radiação permite reduzir a taxa de retirada de energia pelas chaminés 1 e 2, relativas ao ar de resfriamento, que troca calor por convecção com a carga e com as paredes. Esta diferença de taxa é então transportada através dos gases circulantes até a chaminé 1, que

retira os gases de combustão no início do forno. Em função de trocas mais eficientes, a carga sai mais fria do forno, quando se considera a radiação.

Tabela 7.1 – Balanço de energia no interior do forno, comparando o modelo numérico com a análise experimental

<b>Balanço de Energia %</b>			
	Modelo sem Radiação	Modelo Completo (Gebhart)	Análise Experimental
<b>Entradas (%)</b>			
Ar de combustão	0,5	0,5	3
Queima do combustível	87,6	87,6	95
Produtos	3,7	3,7	0,8
Resfriamento Direto	2,9	2,9	0,2
Resfriamento Final	3,0	3,0	0,7
Resfriamento Indireto	0,5	0,5	0,3
<b>Saídas (%)</b>			
Perdas pelas paredes	12,9	14,8	7,0
Carga	10,4	8,4	5,0
Chaminé 1	16,9	24,2	25,0
Chaminé 2	22,1	20,2	8,0
Chaminé 3	37,7	32,3	40,0
Reações	0	0	10,0
Incertezas	0	0	5,0
erro (%)	3,0	2,4	11,3

Nos valores de entrada, comparando o modelo completo com o experimental, ocorre uma diferença, principalmente no volume de combustível queimado e no volume de ar de combustão. No modelo matemático utilizaram-se somente dois valores de excesso para todo o forno, enquanto no caso experimental existiu uma certa dificuldade em avaliar estes valores. Presume-se que haja uma diferenciação nos excessos do ar de combustão nos queimadores posicionados na parte inicial do forno, principalmente nos queimadores inferiores.

## 7.4 Influência da Temperatura do Ar de Combustão

O pré-aquecimento do ar de combustão contribui para uma economia de combustível e, também, para um aumento da eficiência de queima, uma vez que contribui para o aumento da energia de ativação da reação. O resultado é um aumento na temperatura dos gases formados na combustão, refletindo-se em toda a curva e não somente na região

referente à região de queima. Os resultados são apresentados na figura 7.9, indicando que toda a curva ao longo do forno é elevada, conforme a temperatura de pré-aquecimento, como seria de se esperar. Na simulação manteve-se a mesma taxa de fornecimento de combustível, apenas para comparação. Na prática a opção será pela manutenção do mesmo nível de temperaturas, com redução no consumo de combustível.

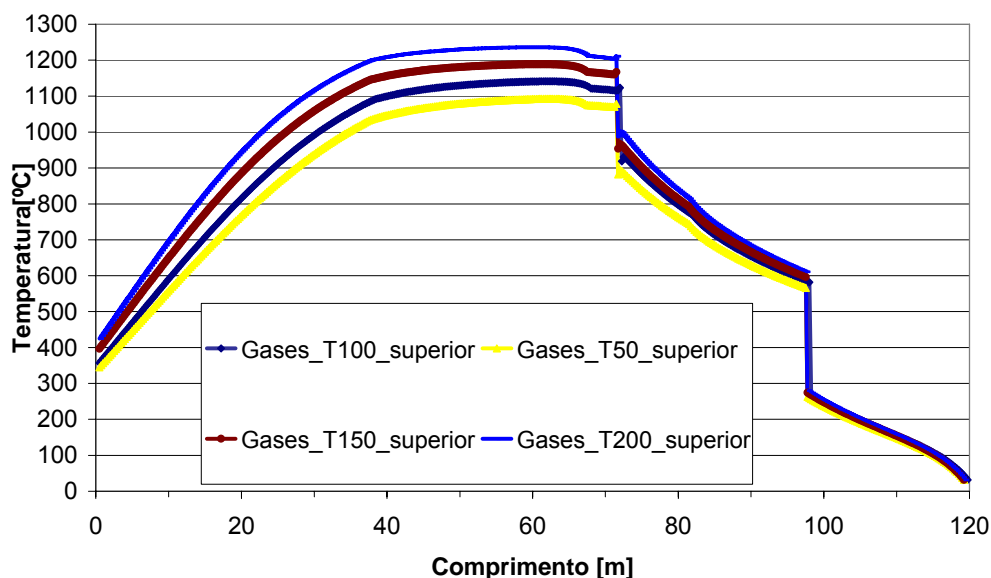


Figura 7.9 - Temperaturas dos gases para diferentes temperaturas de entrada do ar de combustão.

Uma estimativa da economia provocada pelo aquecimento do ar de combustão encontra-se disponível na tabela 7.2: por exemplo, para um aquecimento do ar da ordem de 150°C, acima da temperatura ambiente, chega-se a uma economia de aproximadamente 8%. O limite para este aquecimento encontra-se na disponibilidade de energia para promovê-lo, na capacidade dos queimadores e na temperatura máxima que os equipamentos, como as válvulas de regulagem, suportam. Um problema que surge com o aumento da energia da reação introduzida pelo aumento de temperatura do ar de combustão, é um aumento na formação de NO<sub>x</sub>, que poderá ser reduzido com a diminuição da quantidade de combustível, em função da economia gerada.

Tabela 7.2 - Economia de energia com o aumento da temperatura de entrada do ar de combustão.

Temperatura do ar de Combustão (°C)	Aumento da Temperatura (°C)	Economia de Combustível (%)	Economia de Combustível (Nm <sup>3</sup> /h)
50	25	1	6
100	75	4	19
150	125	6	32
200	175	9	45
240	215	11	55

\* Temperatura ambiente igual a 25°C.

## 7.5 Influência do Volume de Ar no Interior do Forno

Um dos pontos cruciais da produção cerâmica atual está no consumo de combustível. Uma medida simples para reduzir este consumo está na redução da quantidade de ar circulante na região de queima. A parcela de ar extra que penetra na zona de queima é proveniente, sobretudo, da região de resfriamento direto. O ar de resfriamento direto caracteriza-se por ser puro e de baixa temperatura. Desta forma, esta massa de ar extra precisa ser aquecida até a temperatura de operação do forno, que tem seu ponto máximo à temperatura máxima de queima, consumindo grandes quantidades de energia. Diminuindo-se este fluxo de massa o forno passará a trabalhar com uma massa total menor, portanto com menor inércia térmica. Considerando-se uma variação de temperatura de 1.000°C para o ar do resfriamento rápido que entra na zona de queima, a tabela 7.3 apresenta uma avaliação preliminar da redução desta vazão em relação à economia de gás natural.

Tabela 7.3 – Análise preliminar da economia de combustível em função da diminuição da vazão de gases na zona de queima\*

Redução da Vazão (%)	Redução da Vazão (kg/s)	Economia de Combustível (%)	Economia de Combustível (Nm <sup>3</sup> /h)
7,5	0,25	5	25
15	0,50	10	50
22	0,75	15	76
30	1,00	20	101
37	1,25	25	126

\* Excesso de vazão na zona de queima de 3,21 kg/s(medido).

A redução da massa total circulando dentro da região de queima do forno tem como fator limitante a homogeneidade do perfil transversal de temperatura. Atualmente as peças produzidas pelo forno não têm apresentado variações dimensionais significativas. Isto faz crer que existe margem para a redução da massa total de ar na região de queima, sem que a precisão dimensional das peças seja comprometida.

Esta redução pode ser realizada aumentando a barreira física (cortina) que divide as regiões de queima e resfriamento direto. Pode-se também aumentar a rotação do exaustor da chaminé 3, de forma que ele succione a maior parte do ar de resfriamento rápido. Pode-se ainda, caso a massa total do forno não possa ser muito reduzida, injetar uma parte do ar da chaminé 3 na região de queima, em substituição ao ar proveniente do resfriamento rápido. O ar da chaminé 2, por ser mais quente, consumirá menor quantidade de combustível para atingir a temperatura de operação.

## 8 CONCLUSÃO:

### 1 – Análise Experimental

O conhecimento das características do forno resulta de uma abordagem experimental, com a realização de uma série de medições. Para isto foi necessário o conhecimento dos equipamentos de medição, bem como de toda a instrumentação. A medição deve ser feita através de uma programação conjunta com o pessoal técnico de empresa e pode se estender por várias visitas, face às dificuldades da medição. Os resultados são, no entanto, compensadores, pelas informações adquiridas, bem como pela experiência agregada.

É através das medições que se reforça o conhecimento, se adquire experiência para montar os diversos modelos numéricos. O grau de dificuldade é enorme, pois poucas variáveis de interesse podem ser medidas em um forno em operação. Consegue-se por exemplo, medir apenas as temperaturas dos gases circulantes no forno. Dificilmente se consegue medir a temperatura de uma parede ou da carga em movimento.

Mesmo com as dificuldades de medição, alguns perfis de temperatura foram obtidos, bem como os demais dados necessários à realização dos balanços de energia no forno. Os levantamentos de vazão, associados a uma análise da composição dos gases, permitiram determinar as condições de combustão do gás natural, bem como a discussão de medidas alternativas para diminuir o seu consumo. Medidas como redução do volume de ar circulante no forno, alterações nos queimadores, foram discutidas e implantadas. Medidas mais complexas, envolvendo obras civis, foram discutidas, como o reaproveitamento dos gases de exaustão nas diversas chaminés.

Portanto do ponto de vista experimental pode-se dizer que o trabalho foi bem sucedido, pelos dados colhidos e pelas recomendações feitas, mas sobretudo pelo fato de se ter adquirido a confiança do pessoal técnico e administrativo da empresa, a ponto de alterarem parâmetros de funcionamento do forno.

### 2 – Análise dos resultados obtidos com a simulação CFD.

Tendo em vista a grande dificuldade de medições, o uso de CFD se mostrou como uma poderosa ferramenta na avaliação do comportamento dos gases, mesmo se tratando de um problema de grandes dimensões. Os resultados mostraram a direção e sentido predominante do fluxo dos gases no interior do forno. Apesar de pouco representativa, a análise térmica mostrou o gradiente de temperatura existente no interior do forno. As dimensões geometrias, dificultaram a solução do problema, gerando uma malha com muitos



elementos, com custo computacional elevado. Por isto se optou por simular um menor volume com esta ferramenta.

### 3 – Análise do Modelo Numérico

Com o programa se pode estudar a influência de variáveis isoladas sobre o comportamento do forno, mantendo-se as demais variáveis como constantes. Deste modo pode-se verificar qual o efeito de determinada regulagem a ser adotada no forno, sem que o mesmo esteja ainda operando, ou sem a necessidade de alterações de suas características, quando já estiver em operação. Portanto, o uso de modelos de simulação alia as características de facilidade de utilização e baixo custo operacional, além de representar um bom instrumento didático e de pesquisa, embora nem sempre acessível aos construtores e aos operadores dos fornos.

O modelo de radiação adotado respondeu às expectativas de determinação da influência desta troca térmica e assim se pode conhecer melhor o funcionamento do conjunto, em busca de uma queima mais homogênea das peças nas diversas posições do forno.

Finalmente se pode dizer que a montagem de um modelo de simulação para um equipamento industrial em operação representa em si um grande desafio, pois não cabe ao pesquisador definir o problema a ser abordado, nem tampouco alterar o problema em caso de dificuldades. O equipamento industrial está operando em determinadas condições e cabe ao pesquisador fazer as hipóteses necessárias, lançando mão dos modelos disponíveis que dêem resultados coerentes e que sejam plausíveis de uso. O pessoal técnico da empresa não irá se interessar por modelos não adequados à realidade do seu processo, seja por serem simples demais, seja por serem muito complexos e impraticáveis.

### 4 – Recomendações para futuros trabalhos:

Concernente aos modelos atingiu-se um nível razoável, mas muitos avanços podem ser conseguidos:

- implementação das reações químicas ao longo do processo de queima da massa cerâmica dará um realismo maior ao que acontece no interior do forno;
- estudo mais aprofundado da influência das trocas térmicas por radiação, com o objetivo de melhorar a distribuição de energia, reduzindo os gradientes transversais de temperatura;
- adequação do modelo a outros fornos, gerando mais dados e conhecimento sobre o assunto, uma vez que os procedimentos de regulagem e operação dos fornos variam de outros fabricantes.

## 9 BIBLIOGRAFIA:

ABC. Anuário Brasileiro de Cerâmica. São Paulo, Associação Brasileira de Cerâmica, 2006

ABC. Anuário Brasileiro de Cerâmica. São Paulo, Associação Brasileira de Cerâmica, 2002

ABOU-ZIYAN H. Z. Convective heat transfer from different brick arrangements in tunnel kilns. 2003

BAZZO, E., Geração de Vapor, 2ª ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 1995.

BAZZO, W. A., PEREIRA, L. T. Introdução à Engenharia – Conceitos, Ferramentas e Comportamentos, Florianópolis: Editora da UFSC, 2006, 271 p.

CADDET ENERGY EFFICIENCY. Energy saving roller kiln. Energy efficient kiln , March 1993.

CADDET ENERGY EFFICIENCY. Revolutionary low NO<sub>x</sub>, high-efficiency gas burner. June 1997.

CHMIELOWSKI, M., SPECHT, E. Modelling of the heat transfer of transport roller in kilns. October 2005.

DADAM, A. P., *Análise Térmica de um forno túnel utilizado na indústria cerâmica vermelha*. 2005. Dissertação de mestrado (Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) - UFSC, Florianópolis, SC, Brasil, 125p.

DELMÉE, G. J. *Manual de medição de vazão*. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

DIGITAL. Digital FORTRAN: Language Reference Manual. Digital Equipment Corporation, 1997.

ENRIQUE, J. E., MALLOL, G., MONFORT, E., CANTAVELLA, V. Racionalização de Energia em Fornos de Revestimentos Cerâmicos. Janeiro/Fevereiro 2000.

FACINCANI, T, *Tecnologia cerâmica: i Laterizi*, Gruppo Editoriale Faenza, Itália, 2ª ed. 1992.

FOX, Robert W., MCDONALD, Alan T. Introdução à mecânica dos fluidos, 4ª ed. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1995, 662 p.

HARDESTY, D. R.; WEINBERG, F. J. Burners producing large excess enthalpies. Combust. Sci. and Tech., v.8, p. 201-214, 1974

HENRIQUES JR., M. F. et al. Manual de conservação de energia na indústria de cerâmica vermelha. Ministério de Ciência e Tecnologia/INT, 1993.

INCROPERA, Frank P., DE WITT, David P., Fundamentos de transferência de calor e de massa, 4ª ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 1998, 494 p.

JUSTO, J. L. A., Avaliação da distribuição de temperatura em fornos cerâmico utilizando o método dos volumes finitos, 1999. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - UFRN, Natal, Brasil.

KAWAGUTI, W. M. Estudo do Comportamento Térmico de Fornos Intermitentes Tipo “Paulistinha” Utilizados na indústria de Cerâmica Vermelha. Florianópolis: UFSC, Novembro de 2004.

MALISKA, Clovis R., Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional, 2ª ed. Florianópolis: LTC editora, 2004.

MARTINS, C. A., PIMENTA, A. P., Carvalho Jr, J. A., Ferreira, M. A., Caldeira-Pires, A. A. CH and C2 Radicals Characterization in Natural Gas Turbulent Diffusion Flames. April-June 2005.

MORENO, A., SANCHES, E., GOZALBO, A., ORTS, M. J., BACHERO, L., GATTINONI, F., MAZZUCCHI, L. Evolução da Microestrutura de Rolos Cerâmicos Durante o Uso. Novembro / Dezembro, 2002.

NASSETTI, G.; FERRARI, F.; FREGNI, A.; MAESTRI, G. Piastrelle Ceramiche & Energia - Banca dati dei consumi energetici nell'industria delle piastrelle di cerâmica. Centro Ceramico di Bologna, Itália, 1998.

NICOLAU, V. P., JAHN, T. G., HARTKE, R. F., LEHMKUHL, W. A., KAWAGUTI, W. M., SANTOS, G.M. Análise energética de um forno túnel utilizado em cerâmica vermelha. Florianópolis: LabCET - UFSC, 2001, 12 p.

NICOLAU, V.P., HARTKE, R. F., LEHMKUHL, W. A., KAWAGUTI, W. M., JAHN, T. G., Santos, G.M. Análise numérica e experimental de um forno túnel utilizado em cerâmica vermelha. In: ENCIT 2002 – Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas. Caxambú, 2002.

NICOLAU, V.P., HARTKE, R. F., LEHMKUHL, W. A., KAWAGUTI, W. M., JAHN, T. G., SANTOS, G.M. Análise numérica e experimental de um forno túnel utilizado em cerâmica vermelha. In: ENCIT 2002 – Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas. Caxambu, 2002.

PEREIRA, F., Medição de Características Térmicas e Estudo do Mecanismo de Estabilidade de Chama em Queimadores Porosos Radiantes. Dissertação de Mestrado, Florianópolis, UFSC, Outubro, 2002

SANTOS, G. M., Estudo do Comportamento Térmico de um Forno Túnel Aplicado à Indústria de Cerâmica Vermelha, 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - UFSC, Florianópolis, Brasil.

SENAI/CET TIJUCAS. Curso de tecnologia em cerâmica vermelha – Módulo: massa, secagem, queima. SENAI/CET Tijucas, 1996.

Siegel, R. Howell, R.J., Thermal Radiation Heat Transfer , Third Edition, 1992.





TAPIA, R. E. C., VILLAR, S. C., HENRIQUE JR., M. F., et al. Manual para a indústria de cerâmica vermelha. Série uso eficiente de energia. Rio de Janeiro: SEBRAE, 2000, 90 p.



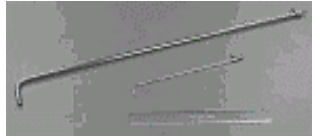



Técnicos do Centro Experimental da Sacmi-Imola. Defeitos de Revestimentos Cerâmicos como uma Conseqüência de Regulagem Errada do Forno. Janeiro /Abril 1997.

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

## ANEXO 1 – EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NAS MEDIÇÕES

**Tabela 1: Lista de Equipamentos e Materiais.**

Equipamento	Fabricante	Modelo	Faixa de Medição	Resolução
	Omega	HH-21	K = -200 – 1372°C J = -210 – 760°C T = -200 – 400°C	0,1°C / 1°C
	Dwyer	477-1	0 – 15 kPa	0 – 15°C = 1% 15 – 25°C = 0,5% 25 – 40°C = 1%
	Wilh Lambrecht Kg Göttingen		0mm a 150mm nas seguintes escalas 1:2, 1:5, 1:10, 1:25.	
	Kane	KM9106	O <sub>2</sub> = 0 – 25% CO = 0 – 10% / 0 – 10000 ppm NO = 0 – 5000 ppm NO <sub>2</sub> = 0 – 1000 ppm (NO) <sup>X</sup> = 0 – 10000 ppm SO <sub>2</sub> = 0 – 5000 ppm CO <sub>2</sub> (calculado) = 0% – Valor do Combustível Eficiência (calculada) = 0 – 100%	O <sub>2</sub> = 0,1% CO = 0,01% / 1 ppm NO = 1 ppm NO <sub>2</sub> = 1 ppm (NO) <sup>X</sup> = 5 ppm SO <sub>2</sub> = 1 ppm CO <sub>2</sub> = 0,1% Eficiência = 0,1%

	Termopar tipo K c/ revestimento cerâmico	Omega	XS-K-14	Até 1038°C	
	Termopar tipo K c/ proteção metálica	Omega	CASS- 14U-69- NHX	Até 1372°C	
	Tubos de Pitot (250 mm / Ø 3 mm, 750 mm / Ø 10 mm e 1800 mm / Ø 12,5 mm)				
	Radiômetro	Raytek		-30°C a 900°C erro de 1% do Valor medido	
	Manômetro de coluna	Labtermo		0 a 1200 mm	
	Termo-anemômetro	AIRFLOW	TA5		

