

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DAS TROCAS DE CALOR NO INTERIOR DE UM FORNO DE  
PELOTIZAÇÃO DE MINÉRIO DE FERRO USANDO MÉTODO ANALÍTICO E  
CFD**

**João Arthur Pazzin Curiel**

**Orientador: Guenther Carlos  
Krieger Filho, Eng., Dr. Ing.**

**São Paulo  
2008**

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DAS TROCAS DE CALOR NO INTERIOR DE UM FORNO DE  
PELOTIZAÇÃO DE MINÉRIO DE FERRO USANDO MÉTODO ANALÍTICO E  
CFD**

Trabalho de formatura apresentado à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo para  
obtenção do título de Graduação em Engenharia

**João Arthur Pazzin Curiel**

**Orientador: Guenther Carlos Krieger  
Filho, Eng., Dr. Ing.**

Área de concentração:  
Engenharia Mecânica

**São Paulo  
2008**

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

**Curiel, João Arthur Pazzin**

**estudo das trocas de calor no interior de um forno de pelotização de minério de ferro usando método analítico e CFD / J.A.P. Curiel. -- São Paulo, 2008.**

**85 p.**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Fornos metalúrgicos 2.Radiação (Calor) 3.Métodos numéricos em dinâmica de fluidos I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

## RESUMO

O presente trabalho apresenta duas abordagens para modelagem das trocas de calor, que ocorrem no interior um estágio de queima, de um forno de pelotização de minério de ferro. O trabalho foi desenvolvido com apoio da Companhia Vale do Rio Doce, a qual forneceu dados referentes ao forno da Usina 1 da unidade CVRD de Vitória-ES. A análise da convecção realizada, estima um coeficiente de convecção equivalente, e a partir deste a troca líquida de calor por convecção pode ser calculada. Para radiação usou-se o método de radiação líquida para invólucros (Hottel, et al., 1967). Com este método encontram-se os valores líquidos, da troca de calor por radiação, em cada superfície. As temperaturas do leito, de entrada e saída, foram avaliadas a partir da análise concentrada. O modelo apresentou grande sensibilidade com relação a algumas variáveis, como a temperatura dos gases de combustão, adotadas para avaliação do modelo. Apesar da sensibilidade o modelo comporta-se como esperado para as variações realizadas. As condições de contorno adotadas devem ser cuidadosamente avaliadas, antes de se realizarem conclusões para o forno real a partir deste modelo.

A partir da conclusão do modelo analítico, adquiriu-se conhecimento sobre o funcionamento e comportamento do forno. A partir desse entendimento, desenvolveu-se um modelo para simulação usando métodos da dinâmica dos fluidos computacional. Usaram-se modelos para turbulência, combustão, trocas de calor e radiação, disponíveis na literatura e já implementados em softwares comerciais, como o Ansys Fluent usado nas simulações do presente trabalho. Este modelo é capaz de estimar o perfil médio de velocidades e temperaturas, bem como os fluxos de calor no interior do forno.

## **ABSTRACT**

This research presents two approaches for modeling the heat exchange process, which occurs within one stage of burning, in an iron ore pelletization furnace. The study was conducted with support from Companhia Vale do Rio Doce, which provided data from the furnace of Unit 1 of CVRD in Vitoria-ES.

The analysis of convection held, an estimated coefficient of convection equivalent, and from this the net exchange of heat by convection can be calculated. For radiation the method used was the net radiation method for enclosures (Hottel, et al., 1967). With this method the heat exchanged with radiation in each area can be obtained. The temperatures of the bed from the entry and the exit were evaluated from the concentrated analysis. The model showed great sensitivity with respect to some variables such as temperature of the combustion gases, adopted to evaluate the model. Despite the sensitivity of this model the general behavior was like expected for the changes made in boundary conditions. The conditions of contour adopted must be carefully evaluated before conclusions are conducted for the real oven from this template.

Upon completion of the analytical model, the knowledge about the behavior and performance of the furnace were acquired. Based on this understanding, a model for simulation was developed using methods of computational fluid dynamics. Models for turbulence, combustion, heat exchanges and radiation, already available in literature and implemented in commercial software's. Such as ANSYS Fluent used in simulations in this research. This model is able to estimate the average profile of velocity and temperature as well as the heat fluxes inside the furnace.

# SUMÁRIO

## LISTA DE FIGURAS

## LISTA DE TABELAS

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1.	Descrição do Problema.....	1
1.2.	Objetivo do Projeto .....	1
1.3.	O Forno .....	1
1.4.	Análise da transferência de calor no forno, considerando o meio participante, gás e fuligem. ....	2
1.5.	Simulação .....	2
<b>2.</b>	<b>O MODELO DO FORNO.....</b>	<b>3</b>
<b>3.</b>	<b>RADIAÇÃO .....</b>	<b>5</b>
3.1.	Fator de Forma.....	5
3.2.	Relações do Fator de Forma .....	6
3.3.	Troca de calor por radiação .....	8
3.4.	O método da radiação líquida para invólucros (Net-Radiation Method for enclosures) .....	9
3.4.1.	Solução em termos do fluxo de energia que deixa a superfície <i>qo</i> .....	11
3.4.2.	Radiação de Gases .....	12
3.4.3.	Emissividade do gás.....	13
3.4.4.	Fuligem .....	18
3.4.5.	Incluindo gás no método da radiação líquida.....	18
3.4.6.	Balanço de energia no meio .....	19
3.5.	Energia fornecida à pelota.....	19
<b>4.</b>	<b>CONVECÇÃO .....</b>	<b>20</b>
4.1.	Análise do coeficiente de convecção na primeira camada de pelotas.....	20
<b>5.</b>	<b>ANÁLISE CONCENTRADA .....</b>	<b>23</b>
<b>6.</b>	<b>APLICAÇÃO DO MODELO AO FORNO.....</b>	<b>26</b>
6.1.	Forno .....	26
6.2.	Coeficiente de Convecção .....	27

6.3.	Gás .....	29
<b>7.</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>30</b>
7.1.	Temperatura superficial do leito .....	30
7.2.	Quantidade de calor transferida .....	31
7.3.	Sensibilidade do modelo para os valores adotados.....	32
<b>8.</b>	<b>DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD) .....</b>	<b>34</b>
8.1.	O que é CFD.....	34
8.2.	Leis e equações básicas .....	35
8.2.1.	Conservação da Massa .....	36
8.2.2.	Conservação do Momento.....	37
8.2.3.	Equação da Energia.....	38
8.2.4.	Equações de Estado.....	40
8.2.5.	Equação de transporte .....	40
<b>9.</b>	<b>TURBULÊNCIA.....</b>	<b>42</b>
9.1.	Efeitos da turbulência.....	42
9.2.	Modelos de turbulência para CFD.....	43
9.3.	Modelo k-epsilon .....	44
9.4.	Lei de Parede .....	45
<b>10.</b>	<b>COMBUSTÃO E RADIAÇÃO .....</b>	<b>48</b>
10.1.	Efeitos da combustão no escoamento .....	48
10.2.	Modelos de combustão - Fração de Mistura.....	48
10.3.	Radiação para modelo CFD.....	49
10.4.	Modelo de Radiação P-1 .....	52
<b>11.</b>	<b>MODELOS .....</b>	<b>53</b>
11.1.	Objetivo do modelo.....	53
11.2.	Modelo Preliminar .....	53
11.3.	Modelo Final.....	55
11.4.	Malhas .....	56
11.4.1.	Cuidados com a malha .....	56
<b>12.</b>	<b>SIMULAÇÃO .....</b>	<b>59</b>
12.1.	Modelos Utilizados .....	59
12.2.	Condições de Contorno .....	59

<b>13.</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>62</b>
13.1.	Discussão sobre convergência .....	62
13.2.	Resultados do Modelo Preliminar.....	63
13.3.	Resultados do modelo final .....	65
13.3.1.	Campo de Velocidades.....	65
13.3.2.	Temperaturas .....	67
13.3.3.	Fração de Mistura .....	67
13.3.4.	Coeficiente de absorção .....	68
13.3.5.	Yplus .....	69
13.3.6.	Fluxos.....	69
13.3.7.	Discussão.....	70
<b>14.</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>71</b>
<b>15.</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>72</b>
15.1.	Artigos.....	72
15.2.	Livros .....	82
<b>16.</b>	<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>85</b>



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1 – Esquema de um forno de pelotização .....	1
Figura 2-1 Geometria de um grupo de queima .....	3
Figura 2-2 Geometria simplificada utilizada no modelo matemático .....	3
Figura 2-3 Esquema do modelo adotado .....	4
Figura 3-1 Fator de forma entre elementos de área $dA$ .....	5
Figura 3-2 – Emissividade do vapor d água à pressão total de 1 atm. ....	15
Figura 3-3 – Emissividade do dióxido de carbono à pressão total de 1 atm.....	15
Figura 3-4 – Fator de correção para misturas de $CO_2$ e $H_2O$ . Superposição de bandas (Overlap). ....	16
Figura 6-1 – Esquema no modelo utilizado .....	26
Figura 7-1 – Temperatura medida no leito de pelotas [1]. ....	30
Figura 7-2 – Gráfico do calor trocado por convecção em função temperatura do gás.....	32
Figura 7-3 – Influencia da temperatura do gás na temperatura do leito de pelotas $T_2$ . ....	32
Figura 7-4 – Influência da temperatura do gás na troca de calor por radiação.....	33
Figura 7-5 – Emissividade do gás total incluindo fuligem com relação ao calor líquido trocado pelo gás.....	33
Figura 8-1 – Elemento de fluido .....	35
Figura 9-1 – Exemplo de escoamento turbulento .....	43
Figura 9-2 Comparação da função de parede com experimentos .....	47
Figura 10-1 – Troca de calor por radiação .....	50
Figura 11-1 – Modelo Final. ....	55
Figura 11-2 – Modelo de 1/4 do forno usando simetria. ....	55
Figura 11-3 – Malha de elementos do modelo preliminar.....	57
Figura 11-4 – Malha do modelo preliminar refinada em regiões de interesse .....	57
Figura 11-5 – Malha do modelo final.....	58
Figura 11-6 – Malha refinada próximo ao bico injetor. ....	58
Figura 13-1 – Gráfico de convergência .....	62
Figura 13-2 – Campo de velocidades mostrado no plano de simetria.....	66
Figura 13-3 – Campo de velocidades com linhas de corrente no modelo 3D. ....	66
Figura 13-4 – Perfil de temperatura no plano de simetria do forno .....	67

Figura 13-5 – Fração de mistura. ....	68
Figura 13-6 – Coeficiente de absorção ( $\alpha$ ) dos gases.....	68
Figura 13-7 – Gráfico para o parâmetro $y^+$ .....	69

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3-1– Fatores de forma utilizados (Siegel, et al., 2002) .....	6
Tabela 3-2– Comprimento médio de feixe. ....	14
Tabela 3-3 – Constantes correlacionadas para equação da emissividade de gás, (Baukal, 2000).....	17
Tabela 6-1 – Coeficientes de convecção calculados por diferentes métodos [1].....	28
Tabela 9-1 – Modelos de turbulência .....	44
Tabela 10-1 – Modelos de radiação .....	51
Tabela 12-1 – Condições de contorno admitidas no modelo preliminar.....	59
Tabela 12-2 – Valores admitidos nos cálculos.....	60
Tabela 12-3 -- Composição admitida para os gases .....	60
Tabela 12-4 -- Áreas de entrada, valores fornecidos.....	60
Tabela 12-5 – Valores calculados. ....	61
Tabela 12-6 – Temperaturas de entrada dos fluidos .....	61
Tabela 13 – Resultados de interesse obtidos .....	69

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. Descrição do Problema

O presente projeto visa o estudo da transferência de calor de um dos Fornos de Pelotização da Companhia Vale do Rio Doce (CVRD) – Vitória ES. O estágio de queima a ser estudado deverá atender à demanda térmica da carga (pelotas) sem comprometer a integridade estrutural das paredes da câmara e forno. Pretende-se também aumentar a eficiência energética no processo de combustão.

### 1.2. Objetivo do Projeto

Este projeto tem como objetivo a concepção, implementação e aplicação de um modelo térmico para um forno de pelletização, para entendimento e análise dos processos de transferência de calor, na condição atual de operação.

### 1.3. O Forno

Um forno de pelletização pode ser separado em três zonas, com relação às pelotas, a secagem, a queima e o resfriamento. A Figura 1-1 mostra esquematicamente o funcionamento de um forno deste tipo. A análise realizada neste trabalho é restrita apenas a zona de queima.

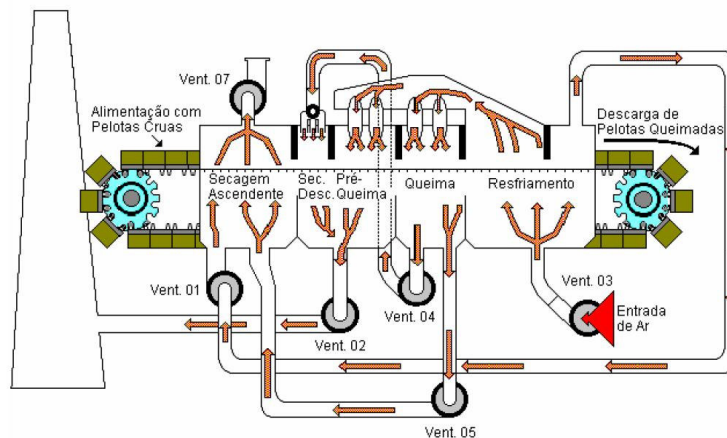


Figura 1-1 – Esquema de um forno de pelletização

#### **1.4. Análise da transferência de calor no forno, considerando o meio participante, gás e fuligem.**

A primeira etapa deste projeto apresentou uma análise para uma zona de queima do forno de pelletização da Usina 1 de Vitória-ES, considerando a participação do meio, nas trocas de calor por radiação. Entende-se que os produtos de combustão devem ser considerados nas trocas radiativas, apesar da chama de Gás Natural apresentar baixa formação de fuligem e consequentemente menor parcela radiativa na transferência de calor. Entretanto, nesta análise, a influência dos gases de combustão na transferência radiativa foi simplificada como discutido mais adiante.

A interação entre a superfície do leito de pelotas, paredes do forno e a mistura de gás e fuligem são consideradas. A temperatura de saída da camada superior de pelotas, nesta 1ª zona, é calculada pelo método da análise concentrada. Para as trocas de calor por radiação é utilizado o método da radiação líquida para invólucros.

No texto a seguir são apresentados os conceitos de radiação e convecção relevantes para o modelo de trocas radiativas e convectivas no forno. Ao final são apresentadas as temperaturas e fluxos de calor nas superfícies radiativas, e zona de gás, consideradas.

#### **1.5. Simulação**

Uma simulação foi realizada utilizando métodos da fluidodinâmica computacional. O modelo simulado restringiu-se apenas à câmara de combustão. Com esta simulação é possível estudar o comportamento aproximado do escoamento e da chama, bem como as trocas de calor por convecção e radiação com as paredes da câmara. Desta forma, pode-se obter um perfil de temperaturas no escoamento e nas paredes. Os estudos foram realizados utilizando o software comercial Ansys Fluent versão 6.3.26.

## 2. O MODELO DO FORNO

A geometria do forno em estudo, fornecida pela CVRD, mostrada de forma simplificada na Figura 2-1 de forma a ilustrar o formato real do forno.

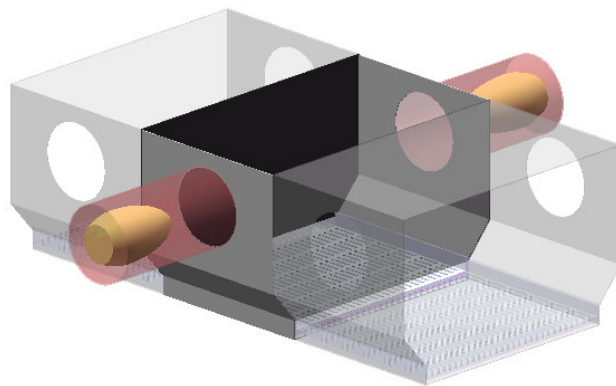


Figura 2-1 Geometria de um grupo de queima

A fim de simplificar os cálculos envolvidos, devido à geometria, o modelo foi aproximado para um invólucro, com todas as superfícies retangulares, como mostra a Figura 2-2. Assim pode-se fazer uso de hipóteses e métodos de análise desenvolvidos para invólucros.

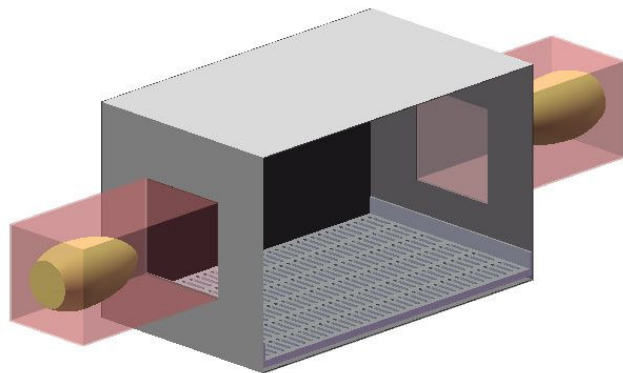


Figura 2-2 Geometria simplificada utilizada no modelo matemático

A numeração das superfícies está apresentada na Figura 2-3.

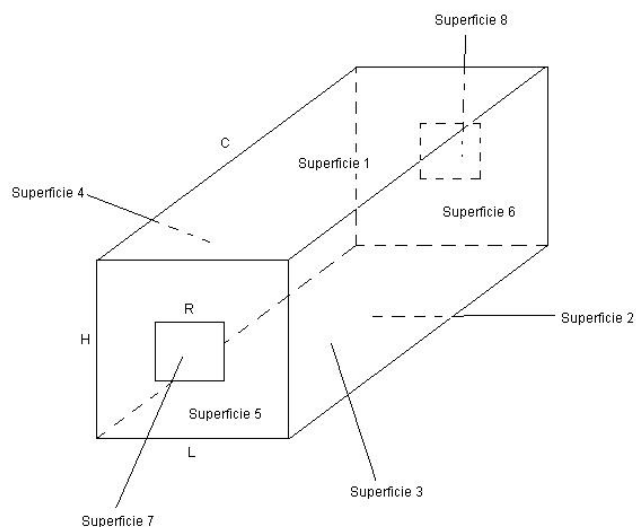


Figura 2-3 Esquema do modelo adotado

Onde:

Superfície 1 – Teto

Superfície 2 – Leito

Superfície 3 – Lateral

Superfície 4 – Lateral

Superfície 5 – Lateral

Superfície 6 – Lateral

Superfície 7 – Saída da Câmara de Combustão

Superfície 8 – Saída da Câmara de Combustão

As superfícies 1,3,4,5 e 6, são consideradas neste estudos como re-irradiantes, pois são materiais refratários. O saldo líquido do calor absorvido e emitido por radiação deve ser nulo.

A seguir será apresentada a teoria envolvida e a aplicação para o modelo apresentado.

A modelagem matemática seguirá a numeração apresentada na Figura 2-3.

### 3. RADIAÇÃO

#### 3.1. Fator de Forma

Para calcular a troca de calor por radiação entre duas superfícies quaisquer, deve-se primeiro avaliar os fatores de forma (também chamados de fator de configuração). O fator de forma  $F_{ij}$  é definido como a fração da radiação que deixa a superfície  $i$  e que é interceptada pela superfície  $j$ . Ele é puramente uma relação geométrica, independente das propriedades radiativas da superfície. O fator de forma leva em consideração a distância entre as superfícies, calcula as distâncias entre o centro de cada superfície, e sua orientação no espaço com relação à outra, computada como o ângulo entre cada vetor normal às superfícies e o vetor desenhado do centro de uma superfície para o centro de outra superfície. O fator de forma é uma medida sem dimensão.

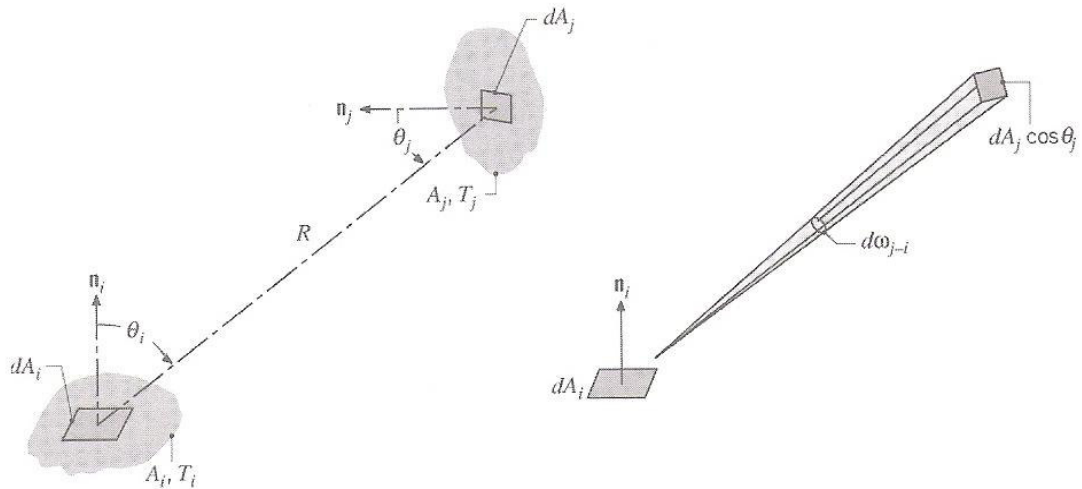


Figura 3-1 Fator de forma entre elementos de área  $dA$

A fórmula geral para calcular um fator de forma, equação 3.1, é obtida a partir da definição do fator de forma.

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cdot \cos \theta_j}{\pi \cdot R^2} \cdot dA_i dA_j \quad (3.1)$$



onde,  $A_i$  é a área infinitesimal i,  $\theta_i$  é ângulo entre a normal da superfície i e o centro da superfície j,  $\theta_j$  é ângulo entre a normal da superfície j e o centro da superfície i, e R é a distância de centro a centro das superfícies

### 3.2. Relações do Fator de Forma

Para o cálculo da troca de radiação em um invólucro de N superfícies são necessários  $N^2$  fatores de forma. As relações matemáticas podem ser utilizadas a fim de diminuir os cálculos necessários para a determinação da matriz de fatores de forma. A relação de reciprocidade dada pela equação 3.2, é útil na determinação de um fator, a partir do conhecimento do outro.

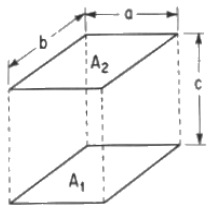
$$F_{ij} \cdot A_i = F_{ji} \cdot A_j \quad (3.2)$$

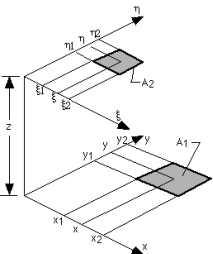
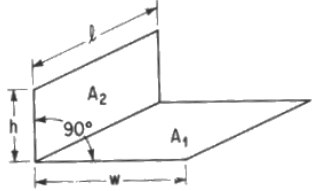
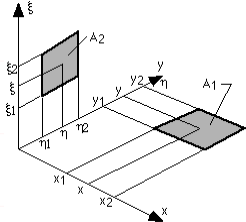
A regra do somatório relaciona as superfícies de um invólucro, sendo consequência da exigência de que toda a radiação deixando a superfície i deve ser interceptada pelas outras superfícies do invólucro. Considerando um invólucro com N superfícies, temos:

$$\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1 \quad (3.3)$$

Para geometrias comuns, o fator de forma pode ser obtido a partir de valores tabelados em ábacos ou equações encontradas na literatura, como as apresentadas abaixo, na tabela 3.1.

Tabela 3-1– Fatores de forma utilizados (Siegel, et al., 2002)

	<p>Retângulos idênticos, paralelos, diretamente opostos.</p> $F_{1-2} = \frac{2}{\pi XY} \left\{ \ln \left[ \frac{(1 + X^2)(1 + Y^2)}{1 + X^2 + Y^2} \right]^{1/2} + X \sqrt{1 + Y^2} \tan^{-1} \frac{X}{\sqrt{1 + Y^2}} \right. \\ \left. + Y \sqrt{1 + X^2} \tan^{-1} \frac{Y}{\sqrt{1 + X^2}} - X \tan^{-1} X - Y \tan^{-1} Y \right\}$
---	--

	<p>Retângulos diferentes, paralelos, desalinhados.</p> $F_{1-2} = \frac{1}{(x_2 - x_1)(y_2 - y_1)} \sum_{l=1}^2 \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^2 (-1)^{(i+j+k+l)} G(x_i, y_j, \eta_k, \xi_l)$ $G = \frac{1}{2\pi} \left[ \begin{aligned} &(y - \eta) \left[ (x - \xi)^2 + z^2 \right]^{1/2} \tan^{-1} \left\{ \frac{y - \eta}{\left[ (x - \xi)^2 + z^2 \right]^{1/2}} \right\} \\ &+ (x - \xi) \left[ (y - \eta)^2 + z^2 \right]^{1/2} \tan^{-1} \left\{ \frac{x - \xi}{\left[ (y - \eta)^2 + z^2 \right]^{1/2}} \right\} \\ &- \frac{z^2}{2} \ln \left[ (x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 + z^2 \right] \end{aligned} \right]$
	<p>Retângulos finitos de mesmo comprimento, tendo uma aresta em comum, em um ângulo de 90° um do outro.</p> $F_{1-2} = \frac{1}{w\pi} \left[ \begin{aligned} &W \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} - \sqrt{H^2 + W^2} \tan^{-1} \frac{1}{\sqrt{H^2 + W^2}} \\ &+ \frac{1}{4} \ln \left[ \frac{(1+W^2)(1+H^2)}{1+W^2+H^2} \frac{W^2(1+W^2+H^2)}{(1+W^2)(W^2+H^2)} \right] \frac{W^2}{\left[ \frac{H^2(1+H^2+W^2)}{(1+H^2)(H^2+W^2)} \right]^{H^2}} \end{aligned} \right]$
	<p>Retângulos finitos de tamanhos quaisquer, posicionados em planos a 90° um do outro.</p> $F_{1-2} = \frac{1}{(x_2 - x_1)(y_2 - y_1)} \sum_{l=1}^2 \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^2 (-1)^{(i+j+k+l)} G(x_i, y_j, \eta_k, \xi_l)$ <p>where</p> $G = \frac{1}{2\pi} \left[ \begin{aligned} &(y - \eta) \left( x^2 + \xi^2 \right)^{1/2} \tan^{-1} \left[ \frac{(y - \eta)}{\left( x^2 + \xi^2 \right)^{1/2}} \right] \\ &- \frac{1}{4} \left[ x^2 + \xi^2 - (y - \eta)^2 \right] \ln \left[ x^2 + \xi^2 + (y - \eta)^2 \right] \end{aligned} \right]$

A exigência dos  $N^2$  fatores de forma necessários, torna evidente o cuidado que deve ser tomado ao calculá-los. De forma a facilitar o manuseio desses fatores usa-se a forma matricial, ou seja, dispostos em uma matriz  $N \times N$ .

No caso estudado, o número de superfícies no invólucro é igual a oito, como mostrado na figura 3.3.

Para este invólucro monta-se a matriz F de fatores de forma  $8 \times 8$ . Obtêm-se alguns fatores através das equações e os demais através das relações de reciprocidade e somatório apresentadas, e por simetria.

$$F = \begin{bmatrix} F_{11} & F_{12} & F_{13} & F_{14} & F_{15} & F_{16} & F_{17} & F_{18} \\ F_{21} & F_{22} & F_{23} & F_{24} & F_{25} & F_{26} & F_{27} & F_{28} \\ F_{31} & F_{32} & F_{33} & F_{34} & F_{35} & F_{36} & F_{37} & F_{38} \\ F_{41} & F_{42} & F_{43} & F_{44} & F_{45} & F_{46} & F_{47} & F_{48} \\ F_{51} & F_{52} & F_{53} & F_{54} & F_{55} & F_{56} & F_{57} & F_{58} \\ F_{61} & F_{62} & F_{63} & F_{64} & F_{65} & F_{66} & F_{67} & F_{68} \\ F_{71} & F_{72} & F_{73} & F_{74} & F_{75} & F_{76} & F_{77} & F_{78} \\ F_{81} & F_{82} & F_{83} & F_{84} & F_{85} & F_{86} & F_{87} & F_{88} \end{bmatrix}$$

Os fatores de forma são então calculados a partir de equações tabeladas, (Siegel, et al., 2002) (tab. 3.1) ou por ábacos (Hottel, et al., 1967). Poucos fatores precisam ser calculados realmente, os demais são encontrados utilizando as relações de reciprocidade eq. (3.2) e somatório eq. (3.3).

### 3.3. Troca de calor por radiação

De modo geral, a troca por radiação no interior de um invólucro é um processo complexo. A radiação pode deixar uma superfície devido à emissão e/ou à reflexão, e, ao alcançar uma segunda superfície, sofrer reflexão assim como absorção, sucessivamente em todas as superfícies do invólucro. Acompanhar todas as reflexões, com parcial absorção, em cada superfície torna-se inviável. A análise da troca radiativa em um invólucro pode ser simplificada, fazendo a formulação através do método da radiação líquida. Este método foi apresentado (Hottel, et al., 1967) e mais tarde desenvolvido de forma diferente por Poljak como mostrado por Siegel, et al., 2002.

Cada superfície do invólucro é considerada isotérmica e caracterizada por uma radiosidade e irradiação uniformes. Considera-se que os efeitos das propriedades direcionais, são suficientemente desprezíveis nos resultados esperados. Portanto, tratam-se as superfícies como emissores e absorvedores difusos.

A modelagem do problema radiativo será dividido em duas partes, a primeira considerando apenas os fluxos radiativos entre as superfícies sem meio participante e a segunda parte incluindo o meio participante na troca de calor por radiação.

O contorno (superfícies) do invólucro é dividido em áreas de tal forma que em cada área podemos assumir as seguintes hipóteses:

- A temperatura é uniforme;
- As propriedades superficiais são uniformes;
- A emissividade ( $\varepsilon_\lambda$ ), a absortividade ( $\alpha_\lambda$ ) e a refletividade ( $\rho_\lambda$ ) são independentes do comprimento de onda e direção de tal forma que  $\varepsilon(T_A) = \alpha(T_A) = 1 - \rho(T_A)$ ;
- Toda a energia é emitida e refletida difusamente;
- O fluxo de energia incidente e refletido é uniforme para cada área individual.

#### 3.4. O método da radiação líquida para invólucros (Net-Radiation Method for enclosures)

Considerando uma superfície  $k$  do invólucro, de área  $A_k$ . A taxa líquida na qual a radiação deixa a superfície  $k$ , representa o efeito líquido das interações radiativas ocorrendo na superfície. Ela é igual à diferença entre a radiosidade (definida como toda energia radiante que deixa a superfície) e a irradiação da superfície (toda a energia incidente na superfície). Este balanço radiativo é dado por:

$$Q_k = A_k q_k = (q_{o,k} - q_{i,k}) A_k \quad (3.8)$$

onde  $Q_k$  é a taxa líquida de transferência de calor radiativa, dada em  $W$ , na superfície  $k$ ,  $q_{o,k}$  é a radiosidade, dada em  $W/m^2$ , e  $q_{i,k}$  é a irradiação incidente, dada em  $W/m^2$ .

Para uma superfície cinza, difusa e opaca, a radiosidade é calculada por:

$$q_{o,k} = \varepsilon_k \cdot E_{b,k} + \rho_k \cdot q_{i,k} = \varepsilon_k \cdot \sigma T_k^4 + (1 - \alpha_k) \cdot q_{i,k} = \varepsilon_k \cdot \sigma T_k^4 + (1 - \varepsilon_k) \cdot q_{i,k} \quad (3.9)$$

onde,  $\varepsilon_k$  é a emissividade,  $\alpha_k$ , absorptividade,  $\rho_k$ , refletividade e  $E_{b,k}$  é o poder emissivo de corpo negro, em  $W/m^2$ , na temperatura da superfície  $k$ .

A energia incidente na superfície  $k$ , é a soma da porção de radiação que deixa as outras superfícies e incide em  $k$ . Se a superfície  $k$  for côncava ela poderá receber uma porção da radiação que emite. A soma dessas porções resulta na equação 3.10.

$$A_k q_{i,k} = \sum_{j=1}^N A_j q_{o,j} F_{jk} \quad (3.10)$$

Usando a reciprocidade do fator de forma, eliminam-se as áreas obtendo-se a equação 3.11.

$$q_{i,k} = \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{o,j} \quad (3.11)$$

As equações (3.8), (3.9) e (3.11) são relações simultâneas entre  $q_k$ ,  $T_k$ ,  $q_{o,k}$  e  $q_{i,k}$  para cada superfície, e, através de (3.11) com as outras superfícies. Um possível procedimento de solução é notar que as equações (3.9) e (3.11) fornecem duas diferentes expressões para  $q_{i,k}$ . Essas duas expressões podem ser substituídas na equação (3.8) para fornecer duas equações de balanço de energia, em função de  $T_k$  e  $q_{o,k}$ .

$$\frac{Q_k}{A_k} = q_k = \frac{\varepsilon_k}{1-\varepsilon_k} (\sigma T_k^4 - q_{o,k}) \quad (3.12)$$

$$\frac{Q_k}{A_k} = q_k = q_{o,k} - \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{o,j} = \sum_{j=1}^N F_{kj} (q_{o,k} - q_{o,j}) \quad (3.13)$$

O termo  $q_k$  pode ser entendido como o fluxo de energia fornecido a superfície  $k$  por outros meios que não seja radiação, como convecção ou condução, ou como a perda líquida de calor por radiação no interior do invólucro. As equações (3.12) e (3.13) fornecem o balanço entre a perda de calor líquida por radiação e a energia fornecida por outros meios, que não seja radiação, no interior do invólucro.

Se a dedução anterior fosse resolvida para  $q_{o,k}$ , ao invés de  $q_{i,k}$ , obter-se-ia as relações:

$$q_k = \varepsilon_k \sigma T_k^4 - \varepsilon_k q_{i,k} \quad (3.14a)$$

$$q_{i,k} = \sigma T_k^4 - \frac{q_k}{\varepsilon_k} \quad (3.14b)$$

A equação (3.14a) fornece pode ser interpretada como: a energia que líquida que deixa a superfície por radiação é dada pela diferença entre a radiação emitida e a energia incidente absorvida. Se  $q_k$  e  $T_k^4$  forem conhecidos obtém-se a energia incidente que é absorvida por uma superfície cinza, eq. (3.15).

$$\alpha_k q_{i,k} = \varepsilon_k q_{i,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 - q_k \quad (3.15)$$

### 3.4.1. Solução em termos do fluxo de energia que deixa a superfície $q_o$

Uma abordagem alternativa que pode ser utilizada para avaliar a troca líquida por radiação, resolvendo para  $q_o$  em cada superfície e então para  $q$  e  $T$ . Quando uma superfície é vista com um radiômetro (detector de radiação), o valor medido corresponde a  $q_o$ , que é a soma da radiação emitida e refletida.

Resolvendo as equações (3.12) e (3.13) para  $Q_k$  e igualando, obtêm-se duas equações simultâneas para uma superfície  $k$ .

$$q_{o,k} - (1 - \varepsilon_k) \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{o,j} = \sum_{j=1}^N [\delta_{kj} - (1 - \varepsilon_k) F_{kj}] q_{o,j} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 \quad (3.16)$$

$$q_{o,k} + \frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} \sum_{j=1}^N F_{kj} (q_{o,k} - q_{o,j}) = \sigma T_k^4 \quad (3.17)$$

Se uma superfície for considerada negra a partir da equação (3.16), tem-se que  $q_{o,k} = \sigma T_k^4$ . Se a temperatura for conhecida, então o termo  $q_{o,k}$  é conhecido para

essa superfície, o número de equações simultâneas a ser resolvidas para  $k$  é reduzido por um.

Na primeira etapa do presente estudo, as equações (3.16) e (3.17) foram resolvidas simultaneamente para cada uma das superfícies, fornecendo os valores de temperatura e balanços líquidos em cada superfície do forno, considerado como um invólucro.

### 3.4.2. Radiação de Gases

Os gases possuem propriedades radiativas diferenciadas em relação a sólidos ou líquidos, pois estes podem emitir ou absorver em alguns intervalos de comprimento de onda. A radiação gasosa é concentrada em intervalos de comprimentos de ondas específicos (chamadas bandas). Além disso, a radiação gasosa não é um fenômeno de superfície, mas sim um fenômeno volumétrico.

A determinação do fluxo de calor radiante de um gás para uma superfície, apesar dos efeitos complicados espectral e direcionais inerentes em tais cálculos, envolve a utilização de um procedimento simplificado. *Hottel, et al.*, (1967) desenvolveu um método para o cálculo da emissividade total de um gás. Envolve a determinação da emissão de radiação de uma massa hemisférica de gás a temperatura  $T_g$  para um elemento de superfície  $dA$ , que se encontra posicionado no centro da base do hemisfério.

A radiação emitida por um gás por unidade de área da superfície é representado como:

$$q_g = \varepsilon_g \sigma T_g^4 \quad (3.18)$$

Onde a emissividade do gás  $\varepsilon_g$  foi determinada pela correlação dos dados disponíveis, ou seja, a partir da temperatura do gás, das pressões parciais dos componentes desse gás e do comprimento médio de feixe ( $L_e$ ).

### 3.4.3. Emissividade do gás

Nas faixas de temperaturas encontradas em fornos industriais e câmaras de combustão, somente gases heteropolares apresentam emissão e absorção significativas, como  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $CO$ ,  $NO$ ,  $SO_2$ , e  $CH_4$ . No caso da combustão os gases mais importantes que devem ser levados em consideração neste cálculo são apenas o  $CO_2$  e  $H_2O$ . Hottel [4] apresenta ábacos para avaliação das emissividades desses gases a partir de dados experimentais. Também é possível encontrar métodos analíticos na literatura. No presente projeto utilizou-se o método analítico apresentado por Leckner (1972), reproduzido em *Baukal*, (2000).

Os gráficos a seguir são os ábacos apresentados por *Hottel, et al*, (1967). O valor do comprimento médio de feixe é encontrado tabelado para diversas geometrias, como apresentado na tabela 3.2.



Tabela 3-2– Comprimento médio de feixe.

Geometry of Gas Volume	Characterizing Dimension, $L$	Geometric Mean Beam Length, $L_0/L$	Average Mean Beam Length, $L_m/L$	$L_m/L_0$
Sphere radiating to its surface	Diameter, $L = D$	0.67	0.65	0.97
Infinite circular cylinder to bounding surface	Diameter, $L = D$	1.00	0.94	0.94
Semi-infinite circular cylinder to:	Diameter, $L = D$			
Element at center of base		1.00	0.90	0.90
Entire base		0.81	0.65	0.80
Circular cylinder (height/diameter = 1) to:	Diameter, $L = D$			
Element at center of base		0.76	0.71	0.92
Entire surface		0.67	0.60	0.90
Circular cylinder (height/diameter = 2) to:	Diameter, $L = D$			
Plane base		0.73	0.60	0.82
Concave surface		0.82	0.76	0.93
Entire surface		0.80	0.73	0.91
Circular cylinder (height/diameter = 0.5) to:	Diameter, $L = D$			
Plane base		0.48	0.43	0.90
Concave surface		0.53	0.46	0.88
Entire surface		0.50	0.45	0.90
Infinite semicircular cylinder to center of plane rectangular face	Radius, $L = R$		1.26	
Infinite slab to its surface	Slab thickness, $L$	2.00	1.76	0.88
Cube to a face	Edge, $L$	0.67	0.6	0.90
Rectangular $1 \times 1 \times 4$ parallelepipeds:	Shortest edge, $L$			
To $1 \times 4$ face		0.90	0.82	0.91
To $1 \times 1$ face		0.86	0.71	0.83
To all faces		0.89	0.81	0.91

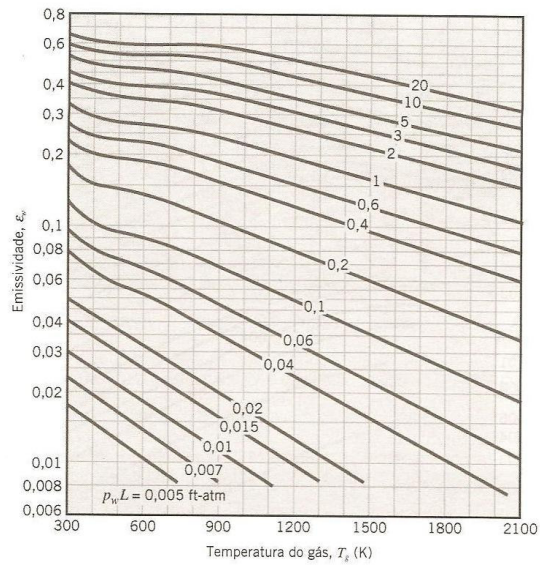


Figura 3-2 – Emissividade do vapor d água à pressão total de 1 atm.

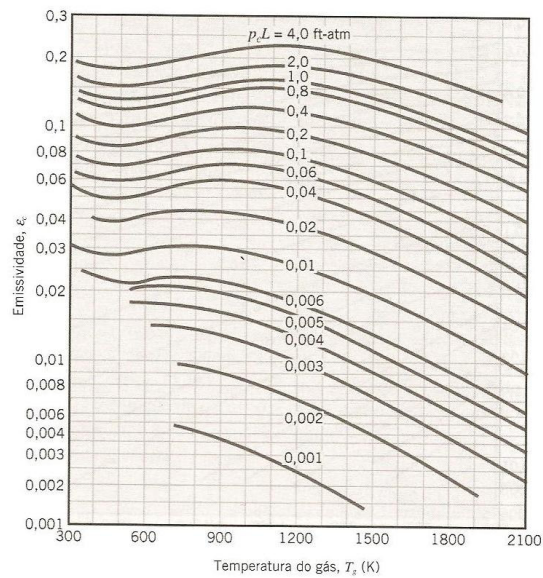


Figura 3-3 – Emissividade do dióxido de carbono à pressão total de 1 atm.

Devido ao fato dos gases apresentarem absorção e emissão somente em algumas bandas do espectro, *Hottel* apresenta, na forma de gráficos (figura 3.4) uma correção para a emissividade total, devido a superposição dessas bandas de absorção (band overlap).

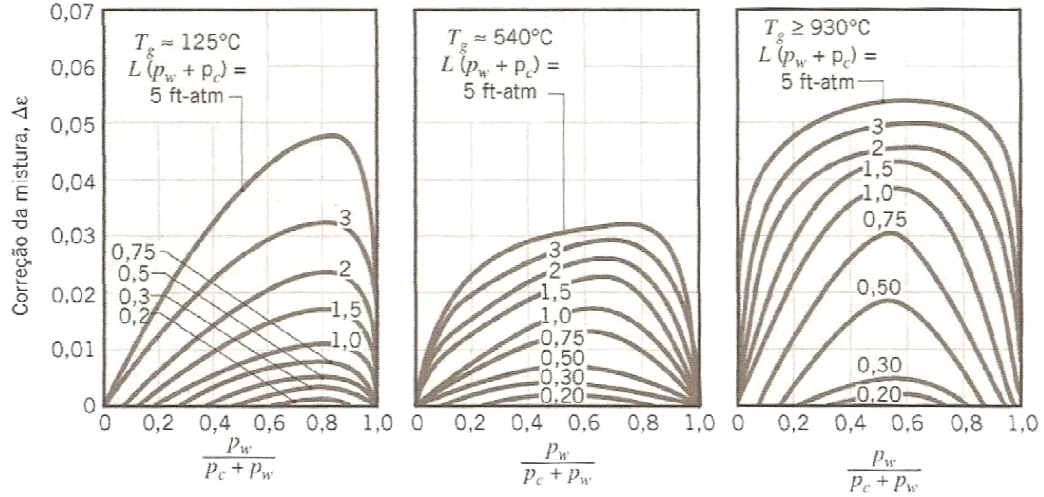


Figura 3-4 – Fator de correção para misturas de CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O. Superposição de bandas (Overlap).

A partir dos ábacos e da equação 3.19 é feito o cálculo da emissividade total do gás.

$$\varepsilon_g = C_{CO_2} \cdot \varepsilon_{CO_2} + C_{H_2O} \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon \quad (3.19)$$

O método analítico, que substitui estes ábacos está representado a seguir.

A equação 3.20 apresenta um ajuste de curva, válida para pressão atmosférica, dos ábacos. Esta pode ser utilizado para modelagem computacional, realizada no presente trabalho, dada por:

$$\varepsilon_i(p_a L, p, T_g) = \varepsilon_0(p_a L, T_g) \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}(p_a L, p, T_g) \quad (3.20)$$

onde,  $\varepsilon_i$  = emissividade do gás individual,  $p_a$  = pressão parcial do gás,  $L$  = comprimento médio do feixe,  $T_g$  = temperatura absoluta do gás, e  $\varepsilon_0$  = emissividade do gás individual no estado de referencia (pressão atmosférica e  $p_a \rightarrow 0$  e  $p_a L > 0$ ). O lado direito da equação (3.20) é calculado pelas fórmulas:

$$\varepsilon_0(p_a L, T_g) = \exp \left[ \sum_{i=0}^M \sum_{j=0}^N c_{ij} \left( \frac{T_g}{T_0} \right)^j \left( \log_{10} \frac{p_a L}{(p_a L)_0} \right)^i \right] \quad (3.20a)$$

e,

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}(p_a L, p, T_g) = \left\{ 1 - \frac{(a-1)(1-P_E)}{a+b-1+P_E} \exp \left[ -c \left( \log_{10} \frac{(p_a L)_m}{p_a L} \right)^2 \right] \right\} \quad (3.20b)$$

Com a temperatura de referencia para o gás,  $T_0=1000\text{K}$ ,  $c_{ij}$  constantes e a,b,c,  $P_E$  e  $(p_a L)_m/p_a L$  dados pela tab. 3.3.

Tendo calculados as emissividades individuais usamos a equação 3.19 para calculo da emissividade total, com o overlap ( $\Delta\varepsilon$ ) dado por:

$$\Delta\varepsilon = \left( \frac{\xi}{10.7+101\xi} - 0.0089\xi^{10.4} \right) \left( \log_{10} \frac{(p_{H_2O}+p_{CO_2})L}{(p_a L)_0} \right)^{2.76} \quad (3.21)$$

E,

$$\xi = \frac{p_{H_2O}}{p_{H_2O}+p_{CO_2}} \quad (3.22)$$

Tabela 3-3 – Constantes correlacionadas para equação da emissividade de gás, (Baukal, 2000).

	H <sub>2</sub> O	CO <sub>2</sub>
$M, N$	2,2	2,3
$c_{00} \cdots c_{N0}$	-2.2118   -1.1987   -0.035596	-3.9893   -2.7669   -2.1081   -0.39163
$\vdots \quad \ddots \quad \vdots$	-0.85667   -0.93048   -0.14391	-1.2710   -1.1090   -1.0195   -0.21897
$c_{0M} \cdots c_{NM}$	-0.10838   -0.17156   -0.045915	-0.23678   -0.19731   -0.19544   -0.044644
$P_E$	$(p + 2.56p_a/\sqrt{t})/p_0$	$(p + 0.28p_a)/p_0$
$(p_a L)_m/(p_a L)_0$	$13.2t^2$	$0.054/t^2, t < 0.7$ $0.225t^2, t > 0.7$
$a$	$2.144, t < 0.75$ $1.888 - 2.053 \log_{10} t, t > 0.75$	$1 + 0.1/t^{1.45}$
$b$	$1.10/t^{1.4}$	0.23
$c$	0.5	1.47

$T_0 = 1000 \text{ K}, \quad p_0 = 1 \text{ bar}, t = T/T_0, (p_a L)_0 = 1 \text{ bar} \cdot \text{cm}$

Source: Leckner (1972).

#### 3.4.4. Fuligem

Muitas investigações experimentais demonstram que a emissividade da fuligem pode ser avaliada com uma boa aproximação pela expressão:

$$\varepsilon_s = 1 - e^{-KL} \quad (3.23)$$

onde, K é a emissão efetiva da fuligem e L, o comprimento físico da chama.

A emissividade total do gás com fuligem pode ser avaliada a partir da equação 3.24

$$\varepsilon_T = \varepsilon_s + (1 - \varepsilon_s)\varepsilon_g \quad (3.24)$$

A partir do conhecimento da emissividade do gás, sabemos que a transmissividade ( $\tau$ ) e a absortividade ( $\alpha$ ) são dados por:

$$\varepsilon = \alpha = 1 - \tau \quad (3.25)$$

#### 3.4.5. Incluindo gás no método da radiação líquida

Para um invólucro com  $N$  superfícies, preenchido por um gás isotérmico a  $T_g$ , a energia incidente em qualquer superfície  $A_k$  é aquela vinda de todas outras superfícies sendo atenuada pela absorção do gás e aumentada pela emissão do gás.

$$A_k q_{i,k} = \sum_{j=1}^N (q_{o,j} A_j F_{jk} \bar{\tau} + e_{b,g} A_j F_{jk} \bar{\alpha}) \quad (3.26)$$

Usando a relação de reciprocidade do fator de forma (eq. 3.2), elimina-se as áreas e obtêm-se a equação:

$$q_{i,k} = \sum_{j=1}^N (q_{o,j} F_{kj} \bar{\tau} + e_{b,g} F_{kj} \bar{\alpha}) \quad (3.27)$$

A equação (3.23) é análoga à equação (3.11). Usando a mesma metodologia e substituições feitas anteriormente para a radiação sem o gás, tem-se:

$$q_k = \frac{\varepsilon_k}{1-\varepsilon_k} (\sigma T_k^4 - q_{o,k}) \quad (3.12)$$

e,

$$q_k = q_{o,k} - \sum_{j=1}^N (q_{o,j} F_{kj} \bar{\tau} + e_{b,g} F_{kj} \bar{\alpha}) \quad (3.28)$$

As equações 4.12 e 4.23 podem ser combinadas resultando em uma relação de  $q_o$  e  $T$ .

$$\frac{\varepsilon_k}{1-\varepsilon_k} (\sigma T_k^4 - q_{o,k}) = q_{o,k} - \sum_{j=1}^N (q_{o,j} F_{kj} \bar{\tau} + e_{b,g} F_{kj} \bar{\alpha}) \quad (3.29)$$

A equação 4.24 é a utilizada nesta segunda etapa, para incluir a radiação de gases.

### 3.4.6. Balanço de energia no meio

Um balanço de energia no meio, relaciona a temperatura do meio,  $T_g$ , e a energia fornecida,  $Q_g$ , por outros meios que não seja radiação com o invólucro. Do balanço de energia em todo o invólucro obtem-se a energia que deve ser fornecida ao gás por outros meios, por exemplo, combustão, para mantê-lo a temperatura  $T_g$ , dada por:

$$Q_g = - \sum_{j=1}^N A_k q_k \quad (3.30)$$

### 3.5. Energia fornecida à pelota

Após resolvido o sistema pelo método proposto pode-se finalmente avaliar a troca líquida de calor por radiação. Tomando-se a energia líquida resultante na superfície 2, ou seja, no leito de pelotas, como sendo o valor do calor líquido fornecido por radiação(  $q_{rad}$  ). Temos para uma pelota da superfície superior do leito por:

$$q_{rad} = \frac{q_i \cdot A_{pelota}}{A_{superficie}} \quad (3.26)$$

onde,  $A_{pelota}$  é a área projetada de uma pelota e  $A_{superficie}$  é a área da superfície do leito de pelotas.

## 4. CONVECÇÃO

### 4.1. Análise do coeficiente de convecção na primeira camada de pelotas

Para o balanço radiativo entre as superfícies, é necessário o conhecimento da temperatura superficial do leito de pelotas. Esta temperatura deve ser obtida levando-se em conta os fluxos radiativos e convectivos nas pelotas. Neste item será feita a formulação da transferência de calor na camada superficial das pelotas no leito.

O escoamento de um gás através de um leito com enchimento de partículas sólidas é relevante neste processo de troca de calor. O termo leito com enchimento refere-se à condição para a qual a posição das partículas é fixa.

A vantagem de um leito com enchimento é que uma grande área de superfície de transferência de calor e massa pode ser obtida em um pequeno volume. A área total da superfície das partículas é calculada através da relação:

$$A_{pt} = V_{leito} \cdot \frac{A_{pelota}}{V_{pelota}} \quad \text{ou} \quad A_{pt} = V_{leito} \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{\pi \cdot D_p^3 / 6} \quad (4.1)$$

Que rearranjada resulta em:

$$A_{pt} = (1 - \varepsilon) \cdot (C \cdot L \cdot H_{leito}) \cdot \frac{6}{D_p} \quad (4.2)$$

onde, a grandeza  $\varepsilon$  é a porosidade ou fração vazia, do leito (volume de espaço vazio por unidade de volume do leito),  $D_p$  é o diâmetro da pelota,  $C$ , o comprimento do leito,  $L$ , a largura do leito e  $H_{leito}$ , a altura do leito.

Existem muitas correlações que foram desenvolvidas para diferentes formatos, tamanhos e massas específicas do arranjo das partículas na literatura. Uma das correlações que têm sido recomendada (Incropera, et al., 2003), e será utilizada para este modelo, para escoamento de gás em um leito de esferas, é da forma:

$$\varepsilon \cdot j_H = 2,06 \cdot \text{Re}_D^{-0,575} \quad (4.3)$$

onde o termo  $j_H$  é o fator  $j$  de Colburn.

O número de Reynolds ( $\text{Re}_D$ ) na equação 4.3 é definido em função do diâmetro da esfera e da velocidade a montante que existiria no canal vazio sem o enchimento do leito.

$$\text{Re}_D = \frac{V_{ar} \cdot D_{pelota}}{\nu} \quad (4.4)$$

O fator  $j$  de Colburn é definido para valores do número de Prandtl entre 0,6 e 60, como:

$$j_H = St \cdot \text{Pr}^{2/3} \quad (4.5)$$

O número de Stanton ( $St$ ), é definido como:

$$St = \frac{h}{\rho \cdot V_{ar} \cdot c_p} \quad (4.6)$$

Então, substituindo as equações 4.6 em 4.5 e em seguida na eq. 4.3, resulta:

$$\varepsilon \cdot j_H = \varepsilon \cdot \bar{St} \cdot \text{Pr}^{2/3} = \varepsilon \cdot \frac{\bar{h}}{\rho \cdot V_{ar} \cdot c_p} \cdot \text{Pr}^{2/3} = 2,06 \cdot \text{Re}_D^{-0,575}$$

Isolando o coeficiente de convecção médio tem-se:

$$\bar{h} = 2,06 \cdot \frac{\rho \cdot V_{ar} \cdot c_p}{\varepsilon \cdot \text{Pr}^{2/3}} \cdot \text{Re}_D^{-0,575} \quad (4.7)$$

Durante a revisão bibliográfica para o modelo do presente relatório, encontrou-se o trabalho [1] desenvolvido em parceria entre a CVRD e a UFMG para estudo da



transferência de calor e massa no leito de pelotas. Alguns dados utilizados neste relatório foram extraídos desta referência.

O trabalho apresentado por *Seshadri, et al.*, (1986) estuda a transferência de calor e massa no leito de pelotas. Os autores investigaram as diferentes formulações ou correlações experimentais para determinação dos coeficientes médios de transferência de calor e massa. São apresentadas no trabalho informações técnicas de caracterização das pelotas. Estas informações foram utilizadas no presente relatório. Uma crítica que se faz ao trabalho é o fato de desprezar a transferência radiativa para a camada superficial do leito – que é exatamente o que se pretendeu estudar no presente relatório. No trabalho só é considerada a transferência convectiva dos gases de combustão para o leito de pelotas. Como mostra os resultados do presente relatório, a parcela de convecção, na camada superficial do leito, é praticamente desprezível em relação à parcela da transferência por radiação térmica.

## 5. ANÁLISE CONCENTRADA

As condições térmicas transientes no interior de sólidos, devido a processos de troca de calor, podem ser avaliados pela aplicação da conservação de energia em qualquer instante  $t$ . Então para uma pelota:

$$-(q''_{conv} + q''_{rad}) \cdot A_{s(c,r)} = \rho \cdot V \cdot c \cdot \frac{dT}{dt} \quad (5.1)$$

ou

$$-q''_{rad} \cdot A_{s,r} - q''_{conv} \cdot A_{s,c} = \rho \cdot V \cdot c \cdot \frac{dT}{dt}$$

onde  $A_{s,r}$  é a área da superfície de troca por radiação,  $A_{s,c}$  é a área da superfície de troca por convecção,  $\rho$  é a densidade da pelota,  $V$  é o volume de uma pelota e  $c$  é o calor específico da pelota.

Sabe-se que o fluxo de calor por convecção é dado por:

$$q''_{conv} = \bar{h} \cdot (T - T_{\infty}) \quad (5.2)$$

Rearranjando e substituindo a equação 6.2 em 6.1, tem-se:

$$\frac{dT}{dt} = -\frac{q''_{rad} \cdot A_{s,r}}{\rho \cdot V \cdot c} - \bar{h} \cdot (T - T_{\infty}) \cdot \frac{A_{s,c}}{\rho \cdot V \cdot c} \quad (5.3)$$

A equação 5.3 é uma equação ordinária não-homogênea, de primeira ordem e não-linear, que não pode ser integrada diretamente para obter uma solução exata. Neste caso deve-se fazer algumas simplificações. Como o coeficiente de convecção é médio ele independe do tempo. Introduzindo uma substituição de variáveis com:

$$\theta = T - T_{\infty} \quad \frac{d\theta}{dt} = \frac{dT}{dt}$$

Obtém-se uma equação diferencial não-homogênea de primeira ordem e linear da forma:

$$\frac{d\theta}{dt} + a \cdot \theta + b = 0$$

sendo as constantes a e b definidas como:

$$a = \frac{\bar{h} \cdot A_{s,c}}{\rho \cdot V \cdot c} \quad b = \frac{q''_{rad} \cdot A_{s,r}}{\rho \cdot V \cdot c}$$

Com uma segunda mudança de variáveis, pode-se eliminar a não-homogênea, fazendo:

$$\theta' \equiv \theta + \frac{b}{a} \quad \text{com} \quad \frac{d\theta'}{dt} = \frac{d\theta}{dt}$$

Obtém-se, então:

$$\frac{d\theta'}{dt} + a \cdot \theta' = 0$$

Esta nova equação pode ser integrada de 0 a t (  $\theta'_i$  a  $\theta'$  ), resultando em:

$$\frac{\theta'}{\theta'_i} = \exp(-a \cdot t)$$

substituindo para  $\theta'$  e  $\theta$ ,

$$\frac{T - T_{\infty} + (b/a)}{T_i - T_{\infty} + (b/a)} = \exp(-a \cdot t)$$

Logo, rearranjando:

$$\frac{T - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = \exp(-a \cdot t) - \frac{(b/a)}{T_i - T_{\infty}} \cdot [1 - \exp(-a \cdot t)] \quad (5.4)$$

onde,  $T_i$  é a temperatura da pelota da superfície superior do leito na entrada da região de queima,  $T_{\infty}$  é a temperatura dos gases de combustão e  $t$  é o tempo de residência da pelota.

A eq. 5.4 será utilizada para a avaliação da temperatura de saída da pelota, a partir do conhecimento das temperaturas do fluido e da entrada pelota, do tempo de residência, do coeficiente de convecção e da taxa de transferência de calor por radiação para uma pelota.

## 6. APLICAÇÃO DO MODELO AO FORNO

Devido a dificuldades de obtenção de informações precisas do forno da usina de Vitória-ES, foi montando um conjunto de dados que representam a aplicação do modelo. Tão logo a Vale forneça mais detalhes da geometria do forno e condições de operação, os cálculos poderão ser imediatamente refeitos.

### 6.1. Forno

Os dados utilizados na simulação numérica são esquematizados na figura abaixo.

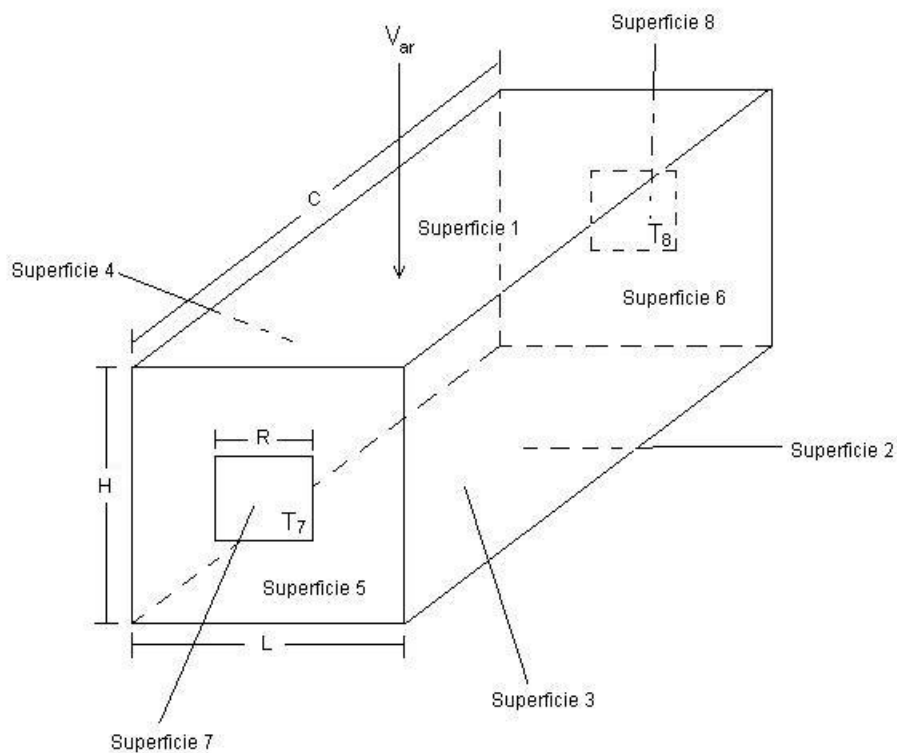


Figura 6-1 – Esquema no modelo utilizado

A partir das visitas feitas à usina de Vitória-ES adotou-se os seguintes valores para as dimensões de uma seção da região de queima do forno:

- $H = 1,8 \text{ m}$
- $L = 1,8 \text{ m}$

- $C = 3,0 \text{ m}$
- $R = 0,6 \text{ m}$
- $H_{pel} = 0,15 \text{ m}$

Os dados abaixo foram retirados do artigo de *Seshadri* (1986):

- $V_{ar} = 1,5 \text{ m/s}$       velocidade do ar
- $D_p = 0,012 \text{ m}$       diâmetro médio das pelotas
- $\varepsilon = 0,38$               fração de vazio do leito
- $T_i = 500 \text{ }^\circ\text{C}$           temperatura de entrada das pelotas
- $T_\infty = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$       temperatura do gás no leito de pelotas
- $T_g = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$       temperatura dos gases

O tempo de residência das pelotas na região de queima é calculado a partir das dimensões do forno e velocidade da grelha,  $t = 54$  segundos.

O tempo de residência das pelotas na região de queima é calculado a partir das dimensões do forno e velocidade da grelha:  $t = 54s$

## 6.2. Coeficiente de Convecção

Como base para comparação dos resultados obtidos, utilizou-se o artigo de *Seshadri e Pereira* (1986), onde são apresentados valores para o coeficiente de convecção médio. O artigo mostra vários métodos para cálculo do coeficiente de convecção, a tabela 2 do artigo mostrada abaixo mostra o resultado para cada um dos métodos de cálculo utilizados.

Tabela 6-1 – Coeficientes de convecção calculados por diferentes métodos [1].

Equation No.	Calculated value of $h_v$ (cal/m <sup>3</sup> ·s·°C)
( 1 ) Rowe and Claxton	$2.20 \times 10^4$
( 6 ) Yoshida <i>et al.</i>	$1.55 \times 10^4$
( 7 ) Timofeev	$1.65 \times 10^4$
( 8 ) Modified Ranz–Marshall Equation	$0.896 \times 10^4$
( 9 ) Furnas	$2.30 \times 10^4$
(11) Furnas-spheres	$1.53 \times 10^4$
(12) Kitaev	$0.689 \times 10^4$

Os resultados estão mostrados em função do coeficiente de convecção volumétrico em  $cal/m^3 \cdot s \cdot ^\circ C$ . Este coeficiente volumétrico pode ser calculado a partir do coeficiente de convecção superficial usando a equação 8.1, apresentada por *Seshadri e Pereira* [1].

$$h_v = h \cdot a = h \cdot \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{D_p} \quad (8.1)$$

O coeficiente de convecção médio encontrado, no presente trabalho, para o leito é:

$$\bar{h}_{conv} = 216,8 \quad W/m^2 \cdot K$$

A partir do coeficiente de convecção encontrado aplicando-o na equação 8.1 e fazendo a conversão de unidades obtém-se o valor para o coeficiente de convecção volumétrico médio.

$$\bar{h}_{v_{conv}} = 1,55 \times 10^4 \quad cal/m^3 \cdot s \cdot ^\circ C$$

Este valor é aproximadamente igual a um dos valores mostrados na tabela 2 da referência [1].

### 6.3. Gás

A concentração de  $CO_2$  e  $H_2O$  no gás foram avaliadas a partir de um software fornecido por Turns[8], considerando a combustão de gás natural ( $CH_4$ ), com 20% de excesso de ar. Fornecendo a entalpia de combustão do  $CH_4$ ,  $h=-74831.0 \text{ kJ/kmol de combustível}$ . Encontra-se os valores para fração molar de  $CO_2$  e  $H_2O$ :

$H_2O$ : 0.18807517

$CO_2$ : 0.06279999

Usando os valores acima e a formulação analítica apresentada para a emissividade do gás, obtém-se que:

$$\varepsilon_{gás} = 0.2758$$

A emissividade da fuligem foi adotada, devido à falta de parâmetros para o cálculo adequado, como sendo:

$$\varepsilon_{soot} = 0.6$$

Então a emissividade total do gás com fuligem:

$$\varepsilon_{gás+soot} = 0.56$$



## 7. RESULTADOS

Com a aplicação do modelo proposto no presente relatório, chegou-se aos resultados mostrados a seguir, para a transferência de calor no forno e na camada superficial de pelotas do leito.

### 7.1. Temperatura superficial do leito

A temperatura superficial do leito de pelotas, em função do tempo e consequentemente em função da posição das pelotas no interior do forno, foi obtida experimentalmente por *Seshadri e Pereira* [1]. Estes resultados são reproduzidos no gráfico abaixo. Observa-se que na zona de queima a temperatura, próxima a superfície, indicada por  $T_2$ , do leito de pelotas está em aproximadamente 1300°C.

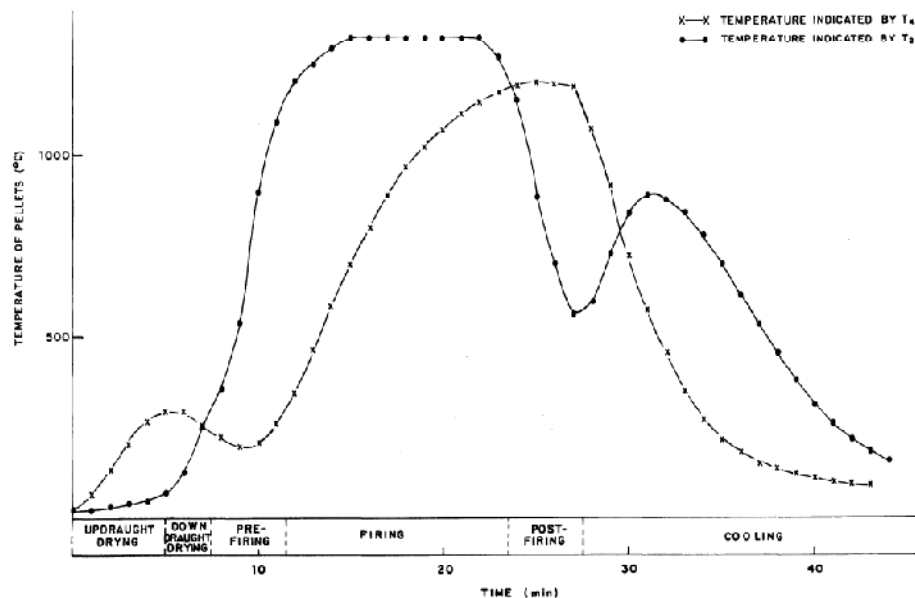


Figura 7-1 – Temperatura medida no leito de pelotas [1].

Aplicando o modelo desenvolvido neste relatório, a temperatura de saída do leito de pelotas, no primeiro estágio de queima, foi de aproximadamente  $T_2 = 1473\text{ K}$ .

A temperatura média do leito:

$$T_2 = 1122\text{ K}$$

As temperaturas encontradas para as paredes, foram aproximadamente:

$$T_1 = 1500 \text{ K}$$

$$T_3 = 1500 \text{ K}$$

$$T_4 = 1500 \text{ K}$$

$$T_5 = 1600 \text{ K}$$

$$T_6 = 1600 \text{ K}$$

A partir do modelo aplicado à câmara de combustão foram encontradas as temperaturas da paredes internas da câmara de combustão.

$$T_{c,p1} = 1930 \text{ K}$$

$$T_{c,p2} = 1930 \text{ K}$$

## **7.2. Quantidade de calor transferida**

A quantidade de calor transferida ao leito de pelotas por convecção encontrado é:

$$Q_{conv} = 500 \text{ kW}$$

e a troca de calor por radiação para o leito:

$$Q_{rad} = 1 \text{ MW}$$

Aqui vale lembrar que as áreas, de trocar de calor por radiação e por convecção, são diferentes. No caso a área superficial de uma pelota é quatro vezes maior que a área projetada, usada para radiação. Outro fator que deve ser levado em conta é a temperatura do gás para convecção considerada como a mesma temperatura para radiação de gás, fato que não deve ser verdadeiro. Para uma avaliação mais precisa da convecção deve-se obter através de dados experimentais a temperatura dos gases que atravessam o leito. O gráfico abaixo mostra a dependência praticamente linear entre a temperatura do gás atravessando o leito e o calor trocado por convecção.

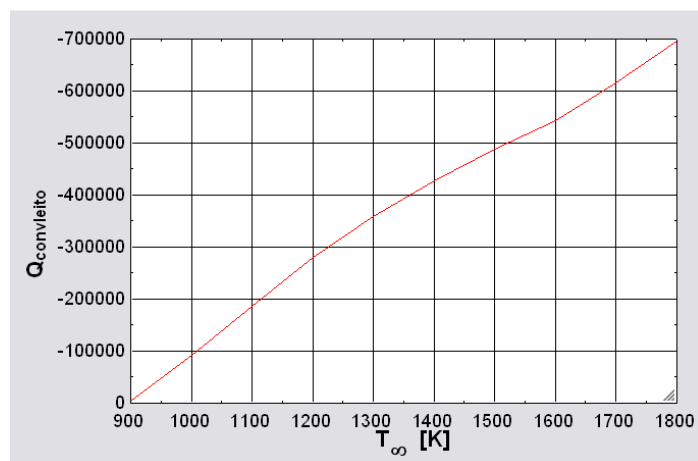


Figura 7-2 – Gráfico do calor trocado por convecção em função temperatura do gás.

### 7.3. Sensibilidade do modelo para os valores adotados

O modelo foi testado fazendo-se uma variação paramétrica dos valores que foram adotados neste projeto. Um dos principais parâmetros que produzem grandes alterações no modelo é a temperatura do gás. A influência da temperatura do gás e da emissividade.

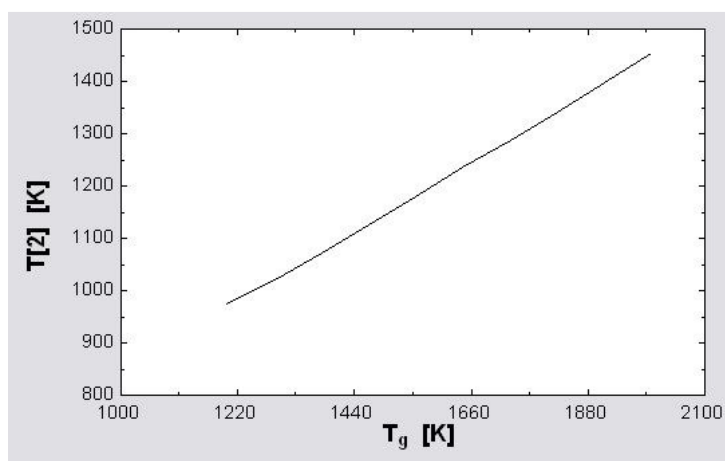


Figura 7-3 – Influencia da temperatura do gás na temperatura do leito de pelotas T2.

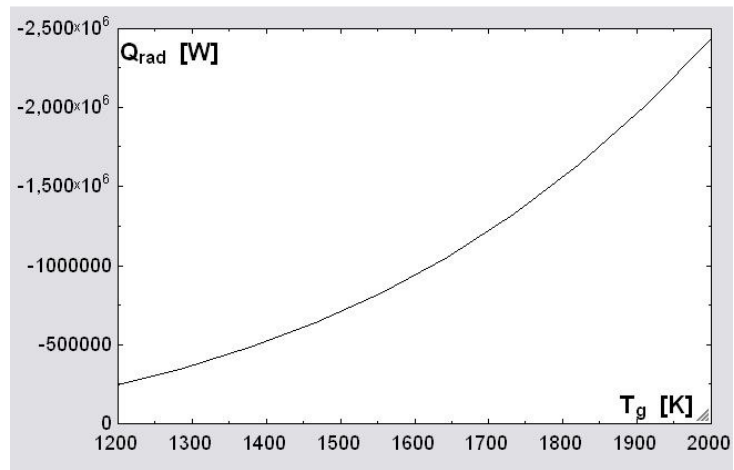


Figura 7-4 – Influência da temperatura do gás na troca de calor por radiação.

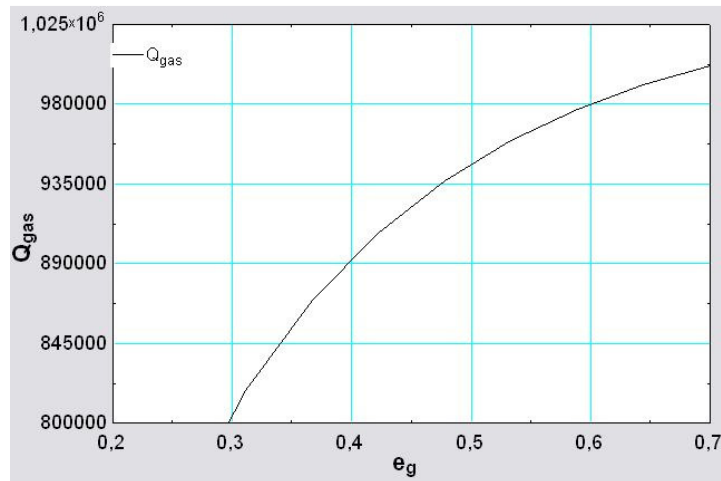


Figura 7-5 – Emissividade do gás total incluindo fuligem com relação ao calor líquido trocado pelo gás.

## **8. DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)**

Computadores vêm sendo utilizados para solucionar problemas de escoamento de fluidos a muitos anos. Um grande número de programas foram criados para resolver problemas específicos, ou uma classe de problemas. A partir de meados de 1970, com a evolução dos modelos matemáticos, os códigos genéricos foram desenvolvidos. Estes começaram a surgir nos anos 80, e exigiram o uso de computadores cada vez mais potentes, assim como um profundo conhecimento em dinâmica dos fluidos. Com os avanços recentes dos computadores, juntamente com poderosos gráficos e manipuladores interativos em 3D, fizeram com que o processo de criação de modelos CFD e análise dos resultados ficassem mais fáceis, reduzindo o tempo e consequentemente o custo.

Como resultado destes fatores, a Dinâmica dos Fluidos Computacional é usada como uma ferramenta de design industrial, ajudando a reduzir o tempo de projeto e melhorar os processos através do mundo da engenharia.

### **8.1. O que é CFD.**

Fluidodinâmica computacional (Computational Fluid Dynamics - CFD) é o termo dado ao grupo de técnicas matemáticas, numéricas e computacionais usadas para obter, visualizar e interpretar soluções computacionais para as equações de conservação de grandezas físicas de interesse em um dado escoamento. A origem destas equações de conservação é a teoria de Fenômenos de Transporte. Assim, pode-se resumir CFD como o conjunto das técnicas de simulação computacional usadas para prever os fenômenos físicos ou físico-químicos que ocorrem em escoamentos. É importante ressaltar que simulações CFD possuem limitações. Na maioria das áreas, ainda é necessário o desenvolvimento de modelos mais acurados como, por exemplo, nas áreas de turbulência, radiação, combustão, escoamentos multifásicos, etc. A aplicação de condições de contorno necessita do desenvolvimento de ferramentas cada vez melhores para descrever em detalhe a geometria do domínio de cálculo. Enfim, existe a necessidade constante de aperfeiçoamento das técnicas numéricas para ampliar a capacidade de resolução dos problemas mais complexos.

Mas o que é importante é ter a consciência de que CFD é uma ferramenta para auxiliar na busca de soluções para problemas reais, mas conhecendo suas capacidades e suas limitações.

## 8.2. Leis e equações básicas

A matemática da fluidodinâmica computacional é baseada nas leis de conservação das propriedades físicas, tais como a conservação da massa, a conservação de momento (Segunda lei de Newton) e a conservação da energia (Primeira lei da Termodinâmica). Nos modelos de CFD, o fluido é considerado como um meio contínuo. A análise do escoamento de um fluido descreve sua tendência de comportamento em termos das suas propriedades macroscópicas, como a velocidade, pressão, densidade e temperatura, e suas derivadas no espaço e no tempo. Este fato pode ser pensado como uma média de tais propriedades em sobre grande quantidade de partículas. Os modelos apresentados a seguir são baseados em um pequeno elemento de fluido com lados  $\delta x$ ,  $\delta y$  e  $\delta z$ .

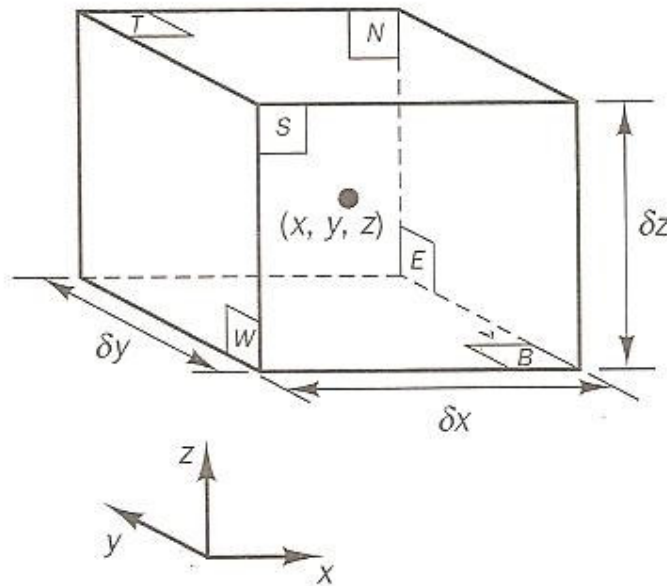


Figura 8-1 – Elemento de fluido

### 8.2.1. Conservação da Massa

O primeiro passo para encontrar uma equação para a conservação da massa ou equação da continuidade, é escrevendo um balanço de massa para um elemento de fluido.

Taxa de aumento de massa em um elemento de fluido	=	Taxa líquida do fluxo de massa para o elemento
---	---	--

A taxa de aumento de massa de um elemento fluido é dada pela expressão:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \delta x \delta y \delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \delta y \delta z \quad (8.1)$$

Para a taxa líquida é preciso fazer um balanço tridimensional da taxa de entrada e saída de massa em cada face do elemento, dado pelo produto da densidade, da área e da componente normal a face da velocidade.

$$\begin{aligned} & \left( \rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z - \left( \rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z + \left( \rho v - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z - \\ & \left( \rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z + \left( \rho w - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y - \left( \rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y \end{aligned} \quad (8.2)$$

Arranjando todos os termos do balanço de massa resultante do lado esquerdo da equação e dividindo a equação por  $\delta x \delta y \delta z$ . Desta forma a equação geral da conservação de massa ou equação da continuidade que pode ser usada para escoamento em regime transiente, tridimensional de um fluido compressível. Para fluidos incompressíveis a densidade é uma constante e a mesma equação pode ser utilizada.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \quad (8.3)$$

O segundo termo desta equação descreve o fluxo líquido através das faces do elemento e é chamado de termo convectivo.

### 8.2.2. Conservação do Momento

A equação do momento, ou equação da conservação da quantidade de movimento, é obtida a partir da segunda lei de Newton. Esta diz que, a taxa de variação do momento de uma partícula fluida deve ser igual a soma das forças nessa partícula.

Taxa de aumento do momento de uma partícula fluida	=	Somatório de forças na partícula
--	---	--

As taxas de aumento de momento em  $x, y$  e  $z$  de uma partícula são dadas por,

$$\rho \frac{Du}{Dt} \quad \rho \frac{Dv}{Dt} \quad \rho \frac{Dw}{Dt}$$

Para o somatório de forças faz-se uma diferenciação nos tipos de força.

- Forças de superfície
  - Forças de pressão
  - Forças viscosas
  - Força gravitacional
  
- Forças de corpo
  - Força centrífuga
  - Força de Coriolis
  - Força eletromagnética



A equação de momento da direção  $x$  é encontrada escrevendo que a taxa de variação de momento da partícula é igual à força total aplicada na direção  $x$  devido a tensões superficiais e mais a taxa de aumento do momento devido a outras fontes, como força gravitacional e/ou forças externas.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p+\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (8.4)$$

Onde  $p$  é a pressão estática, e  $\tau$  são os elementos da matriz do tensor das tensões para a partícula.

Sendo as outras direções análogas a direção  $x$ . Pode-se escrever esta equação de uma forma mais compacta.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\tau}) + S_m \quad (8.5)$$

onde o tensor das tensões é dado pela eq. 8.6.

$$\bar{\tau} = \mu \left[ (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \vec{v} I \right] \quad (8.6)$$

O termo fonte ( $S_m$ ) pode ser modelado como sendo a força gravitacional dada por  $S_m = \rho \vec{g}$ .

### 8.2.3. Equação da Energia

A equação da energia é derivada da primeira lei da termodinâmica. Esta diz que, a taxa de variação da energia é igual a taxa de calor transferido mais o trabalho realizado.

Taxa de aumento de energia de uma partícula fluida	=	Taxa líquida de calor adicionado à partícula	+	Taxa líquida de trabalho realizado na partícula
---	---	--	---	---

A dedução da equação da energia leva em consideração o trabalho realizado pelas forças superficiais, o fluxo de calor devido a condução e a geração de calor devido a fontes. Então fazendo o balanço de energia para uma partícula de fluido obtemos a equação da energia.

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -div(p\vec{v}) + \left[ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + div(kgrad(T)) + S_E \quad (8.7)$$

Para escoamentos compressíveis é desejável que a equação da energia seja escrita em termos da entalpia.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \left( k_{eff} \nabla T - \sum_i h_i \vec{J}_i + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (8.8)$$

Sendo,  $k_{eff}$  a condutividade efetiva,  $J_i$  o fluxo difusivo de espécies. Os três primeiros termos da equação 8.8 representam a transferência de energia devido a condução, difusão de espécies e dissipação viscosa, respectivamente. O termo fonte  $S_h$  inclui o calor gerado por reações químicas ou qualquer outro tipo de fonte volumétrica que seja definida.

Na eq. 8.8 o termo  $E$  é definido como:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (8.9)$$

com  $h$  sendo a entalpia sensível.

#### 8.2.4. Equações de Estado

O movimento do fluido em três dimensões é descrito através de um sistema com cinco equações diferenciais parciais: continuidade, momento em x,y e z e energia. Dentre as incógnitas temos quatro variáveis termodinâmicas:  $\rho$ ,  $p$ ,  $i$  e  $T$ . Assumindo a hipótese de equilíbrio termodinâmico pode-se obter relações entre essas 4 variáveis.

Pode-se descrever o estado termodinâmico de um fluido em equilíbrio termodinâmico a partir de duas variáveis de estado. As equações de estado relacionam as outras duas incógnitas às variáveis de estado. Se for utilizado  $\rho$  (densidade) e  $T$  (temperatura) como variáveis de estado, tem-se duas equações de estado para a pressão e para energia interna específica:

$$p = p(\rho, T) \text{ e } i = i(\rho, T)$$

Para gás ideal, as seguintes relações são válidas.

$$p = \rho RT \text{ e } i = C_v T$$

#### 8.2.5. Equação de transporte

Introduzindo uma variável geral  $\phi$ , a forma conservativa das equações de escoamentos de fluidos pode ser escrita da forma:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad}(\phi)) + S_\phi \quad (8.10)$$

Em palavras:

Taxa de aumento de $\phi$ de um elemento	+	Taxa líquida de fluxo de $\phi$ para fora do elemento	=	Taxa de aumento de $\phi$ devido à difusão	+	Taxa de aumento de $\phi$ devido às fontes
---	---	--	---	---	---	---

A equação 8.10 é chamada de Equação de Transporte da propriedade  $\phi$ . A equação relaciona claramente vários processos de transporte: a taxa de variação e o termo convectivo de um lado e do lado direito o termo difusivo e o termo fonte. Substituindo a variável geral  $\phi$  por  $1$ ,  $u$ ,  $v$ ,  $w$  e  $T$  e selecionando adequadamente o coeficiente de difusão ( $\Gamma$ ) e o termo fonte obtêm-se formas especiais das cinco equações mostradas anteriormente (continuidade, momentos e energia).

A chave do desenvolvimento das técnicas matemáticas da dinâmica dos fluidos computacional para volumes de controle é a integração dessas equações sobre um volume de controle tridimensional.

## 9. TURBULÊNCIA

Em mecânica dos fluidos, designa-se por escoamento turbulento ou simplesmente turbulência o escoamento de um fluido em que as partículas se misturam de forma não linear. De fato na prática, a engenharia lida muito mais com escoamentos turbulentos do que com laminares. A turbulência é devida a pequenas perturbações associadas com distorções nas linhas de corrente do fluido. Essas perturbações podem ser originadas na corrente livre ou podem ser induzidas pela rugosidade das superfícies. O início da turbulência depende de essas perturbações serem amplificadas ou atenuadas na direção do escoamento, fato que depende da razão entre as forças de inércia e viscosas. Tal razão pode ser caracterizada pelo número de Reynolds. Se o número de Reynolds for pequeno, as forças de inércia são baixas em relação às forças viscosas. Assim as perturbações são dissipadas e o escoamento continua laminar. Para um número de Reynolds alto, as forças de inércia são suficientes para que as perturbações sejam amplificadas, ocorrendo a transição para o escoamento turbulento.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (9.1)$$

com  $\rho$ , a densidade do fluido,  $V$ , a velocidade média do escoamento,  $D$ , o comprimento característico do escoamento e  $\mu$ , a viscosidade dinâmica do fluido.

### 9.1. Efeitos da turbulência

A turbulência é associada com a existência de flutuações aleatórias no fluido. Este comportamento faz com que a velocidade e todas as outras propriedades do escoamento variem de forma caótica e aleatória.

A variação de uma determinada propriedade em algum instante pode ser representada como a soma de um valor médio e uma componente de flutuação. Então, se a média de uma propriedade no escoamento for independente do tempo, pode-se afirmar que o escoamento médio no tempo é estacionário.

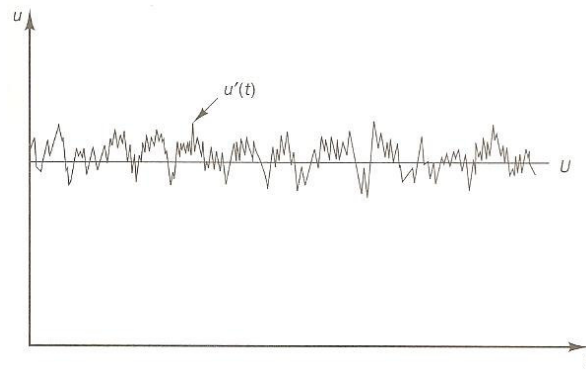


Figura 9-1 – Exemplo de escoamento turbulento

A existência de um escoamento turbulento pode ser vantajosa no sentido de fornecer maiores taxas de transferência de calor e massa. Contudo o movimento é complicado e difícil de descrever teoricamente. Para isso, nos métodos de CFD são usados modelos que tentam descrever o escoamento turbulento.

## 9.2. Modelos de turbulência para CFD

A maior parte dos problemas de engenharia não é necessária a resolução detalhada das flutuações devidas à turbulência. Na grande parte dos problemas, basta o conhecimento dos efeitos médios (média temporal) da turbulência no escoamento. Desta forma grande parte dos procedimentos de avaliação computacional da turbulência baseia-se nas equações RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes).

Para computar os efeitos da turbulência com as equações RANS é necessário o uso de modelos de turbulência, estimando assim o tensor de Reynolds e os termos de transporte escalares, fechando assim o sistema de equações do escoamento médio. Um modelo de turbulência, para que seja útil em um código CFD geral, deve possuir vasta aplicabilidade, ser preciso, simples e economicamente viável para execução. Os modelos de turbulência RANS mais comuns são classificados com base no número de equações de transporte adicionais que precisam ser resolvidas juntamente com as equações RANS.

Tabela 9-1 – Modelos de turbulência

Nº de Equações Adicionais	Nome do Modelo
Zero	Mixing Length
1	Spalart-Allmaras
2	k-ε
	k-ω
	Algebraic Stress
7	Reynolds Stress

Estes modelos formam a base dos procedimentos de cálculo da turbulência disponíveis em softwares comerciais.

### 9.3. Modelo k-epsilon

Dentre os modelos de turbulência, o modelo k-ε (k-epsilon) é um dos mais utilizados. O modelo standard k-ε (Launder e Spalding, 1974) possui duas equações de transporte adicionais. Uma equação para a energia cinética turbulenta (k) e outra para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta (ε).

É implementado na maioria dos códigos de CFD, e é considerado o modelo padrão da indústria, pois é estável e numericamente robusto. Este modelo define a viscosidade turbulenta para o fluido em função da energia cinética turbulenta (k) e dissipação de Eddy (ε) através da relação mostrada na eq. 9.2.

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \frac{k}{\varepsilon} \quad (9.2)$$

Os valores de k e ε vêm diretamente das equações diferenciais de transporte para a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} k) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + p_k - \rho \varepsilon \quad (9.3)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} \varepsilon) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} p_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (9.4)$$

Nestas equações,  $C_\mu = 0,09$ ,  $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ ,  $C_{\varepsilon 2} = 1,92$ ,  $\sigma_k = 1,00$  e  $\sigma_\varepsilon = 1,30$ , são constantes adimensionais, e  $p_k$  representa a energia turbulenta produzida por forças viscosas e pelo empuxo, que também é modelada por uma equação.

O significado físico para as equações podem ser escritos como:

Taxa de variação de $k$ ou $\varepsilon$	+	Transporte de $k$ ou $\varepsilon$ por convecção	=	Transporte de $k$ ou $\varepsilon$ por difusão	+	Taxa de geração de $k$ ou $\varepsilon$	-	Taxa de destruição de $k$ ou $\varepsilon$
--	---	---	---	---	---	--	---	--

#### 9.4. Lei de Parede

Devido à presença de paredes, o comportamento do escoamento e da estrutura turbulenta é consideravelmente diferente do escoamento turbulento livre. Longe das paredes as forças de inércia são dominantes no escoamento. Isto pode ser visto analisando o número de Reynolds, longe da parede a altas velocidades o número de Reynolds ( $Re$ ) é alto. Utilizando um número de Reynolds baseado na distancia  $y$  da parede, vê-se que para  $y$  da ordem do comprimento característico do escoamento ( $L$ ), tem-se  $Re$  alto. A medida que  $y$  se aproxima de zero, próximo a parede, o  $Re$  também tende a zero. Para determinados valores de  $y$  tem-se  $Re \leq 1$ , a estas distancias tem-se que as forças viscosas são iguais ou maiores, em magnitude, que as forças de inércia. Portanto, em escoamentos ao longo de sólidos há normalmente regiões do escoamento, longe das paredes, dominadas pelas forças de inércia e uma fina camada próxima à parede onde os efeitos viscosos são importantes.

Próximo as paredes o escoamento não depende dos parâmetros do corrente livre. A velocidade do escoamento médio depende da distância, da densidade do fluido ( $\rho$ ), da viscosidade ( $\mu$ ) e da tensão de cisalhamento na parede ( $\tau_w$ ). Fazendo-se uma análise dimensional obtemos uma equação chamada de Lei de Parede.

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} = f\left(\frac{\rho u_\tau y}{\mu}\right) = f(y^+) \quad (9.5)$$



Na superfície de um sólido o fluido é estacionário. O movimento da corrente turbulenta deve ser interrompido próximo a parede e o comportamento do fluido será dominado pelos efeitos viscosos. A subcamada viscosa é, na prática, extremamente fina ( $y^+ < 5$ ) e pode-se considerar que as tensões de cisalhamento são aproximadamente constantes e iguais as tensões de cisalhamento da parede ao longo da camada.

$$\tau(y) = \mu \frac{\partial U}{\partial y} \cong \tau_w \quad (9.6)$$

Após uma integração em função de  $y$ , usando como condições de contorno,  $U=0$  para  $y=0$ , obtêm-se uma relação linear entre a velocidade média e a distancia da parede.

$$U = \frac{\tau_w y}{\mu} \quad (9.7)$$

Usando a ultima definição e a lei de parede pode-se concluir que há uma relação linear entre a velocidade e a distancia da parede. Chama-se esta região de subcamada linear.

$$u^+ = y^+$$

Fora da subcamada viscosa há uma região ( $30 < y^+ < 500$ ) onde os efeitos viscosos e turbulentos são importantes (Malalasekera, et al., 2007). A tensão de cisalhamento varia pouco com a distância da parede. Assumindo, nesta região, que o comprimento característico da turbulência é dado por uma expressão para o comprimento de mistura, permite encontrar uma relação entre  $u^+$  e  $y^+$ .

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(y^+) + B = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \quad (9.8)$$

O valor numérico das constantes foi encontrado experimentalmente. Para a constante de Von Karman  $k=0.4$  e para a constante aditiva  $B=5.5$  (ou  $E=9.8$ ), para paredes lisas.

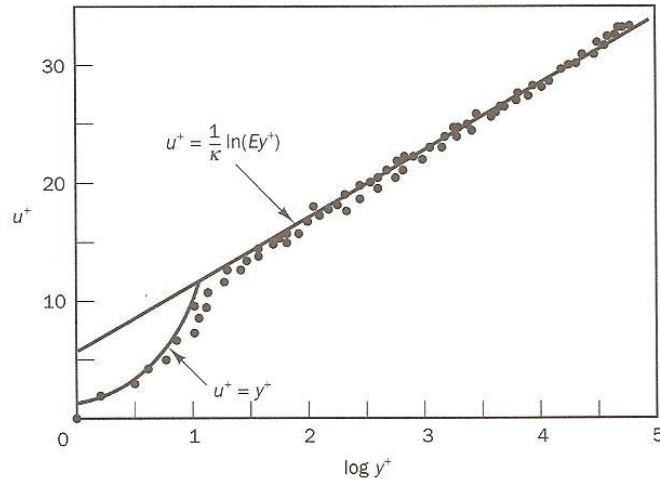


Figura 9-2 Comparação da função de parede com experimentos

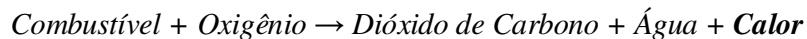
## 10. COMBUSTÃO E RADIAÇÃO

A combustão é um dos processos mais importantes na engenharia. Envolve escoamento turbulento, transferência de calor, reações químicas, transferência de calor por radiação e outros processos físicos e químicos mais complicados. É importante que seja possível prever os fluxos, temperaturas, concentrações de espécies químicas e emissões de poluentes. A fluidodinâmica computacional consegue modelar satisfatoriamente a combustão. Os processos de combustão são governados por equações de transporte para o escoamento e trocas de calor com equações adicionais para radiação, reações químicas e outros sub-processos.

Este capítulo mostrará, de forma compacta, apenas os modelos pertinentes para combustão de gases, e sub-processos envolvidos com a combustão, utilizados na realização deste trabalho.

### 10.1. Efeitos da combustão no escoamento

A combustão envolve uma reação química exotérmica, que libera energia. A equação química de queima de um combustível é da forma mostrada abaixo.



Este calor liberado provoca o aumento da energia interna do fluido. Observando a equação geral para um gás perfeito. Pode-se concluir que haverá um aumento do volume específico ou um aumento de pressão do fluido. Estes efeitos podem ser traduzidos em um escoamento como um aumento de velocidade e de temperatura. Aumentando assim os efeitos de turbulência e intensificando as trocas de calor, por convecção e radiação, do escoamento com as superfícies do contorno.

### 10.2. Modelos de combustão - Fração de Mistura

Entre os modelos de combustão sem pré-mistura, tem-se um modelo simples e de baixo custo computacional. O modelo de fração de mistura. Este modelo transforma

simplifica a combustão a um simples problema de mistura de elementos, e as dificuldades associadas às taxas de reação não lineares são evitadas.

A base deste modelo de combustão sem pré-mistura é que a partir de certas hipóteses simplificadoras, o estado termoquímico instantâneo do fluido é definido por um escalar, conhecido com fração de mistura,  $f$ . Este escalar representa fração mássica local dos elementos do combustível queimado e não queimado (C, H, etc.) em todas as espécies ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{O}_2$ , etc.).

A fração de mistura pode ser escrita a partir das frações de massa atômica. Definindo  $Z_i$  como a fração mássica para o elemento  $i$ , tem-se:

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,ox}}{Z_{i,fuel} - Z_{i,ox}} \quad (10.1)$$

Para este modelo sobre certas hipóteses para o equilíbrio químico, todos os escalares termoquímicos são relacionados apenas com a fração de mistura. Então os valores de densidade, fração mássica e temperatura dependem somente do valor da fração de mistura instantânea.

Em muitos sistemas de reação, a combustão não esta em equilíbrio químico. Então para predizer o estado da reação usa-se um modelo estatístico junto com a fração de mistura, o modelo de transporte PDF (Função de densidade probabilística). Com o mecanismo químico apropriado, espécies controladas pela cinética química como CO e NOx, assim como a ignição e extinção de chama, podem ser analisadas.

### 10.3. Radiação para modelo CFD

Para a avaliação da radiação a partir dos conceitos estudados na primeira parte deste trabalho, e usando a equação de transporte aplicada para a radiação, obtêm-se a equação de transporte radiativa, para um meio participante (absorve, emite e espalha) na radiação na posição  $r$  e na direção  $s$ .

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (10.2)$$

Onde os termos da eq. 10.2, representam:

- $r$  = vetor posição
- $s$  = vetor direção
- $s'$  = vetor direção de espalhamento
- $s$  = comprimento
- $a$  = coeficiente de absorção
- $n$  = índice refração
- $\sigma_s$  = coeficiente de espalhamento
- $\sigma$  = Constante Stefan-Boltzmann
- $I$  = intensidade de radiação
- $T$  = temperatura local
- $\Phi$  = função de fase
- $\Omega'$  = ângulo sólido

O termo  $(a + \sigma_s)s$  representa a espessura ótica do meio. O índice de refração  $n$  é importante apenas quando for considerada a radiação em meio semi-transparente. A Figura 10-1 ilustra o processo de troca de calor por radiação.

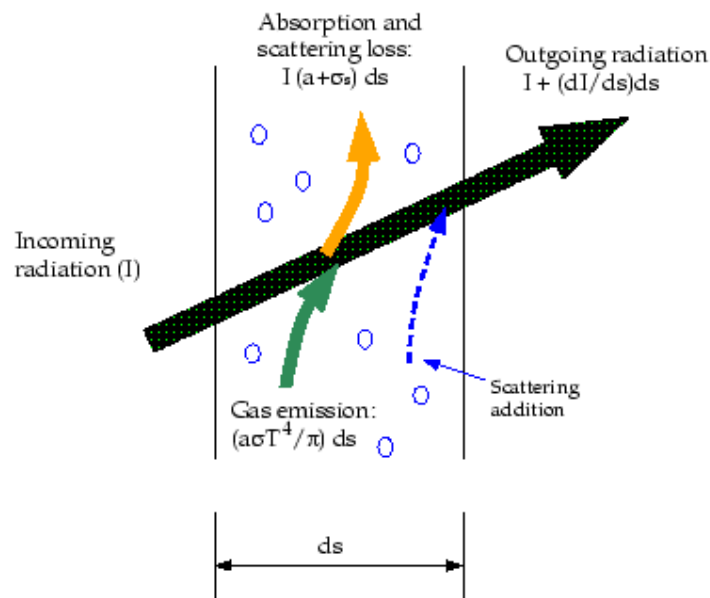


Figura 10-1 – Troca de calor por radiação

A radiação devido aos gases presentes no escoamento será incluída utilizando o método WSGGM (Weighted Sum of Grey Gases Method ou Metodo de soma ponderada de gases cinzas).

Para os cálculos em CFD, os modelos de radiação disponíveis estão resumidos na tabela abaixo.

Tabela 10-1 – Modelos de radiação

Modelo de Radiação	Vantagens/ Desvantagens
Discrete Transfer (DTRM)	Efeito de espalhamento não é incluído; Considera superfícies difusas; Assume a hipótese de radiação cinza.
P-1	Considera superfícies difusas; Assume hipótese de radiação cinza; Tende a super dimensionar os fluxos radiativos.
Rosseland	Mais rápido que o modelo P1; So pode ser utilizado para meios oticamente finos.
Surface-to-Surface (S2S)	Considera superfícies difusas; Assume hipótese de radiação cinza; Não considera meio participante; Não pode ser usado para malhas com simetria Requer muita memória
Discrete Ordinates (DO)	Modelo mais completo, à custa de maior tempo de processamento; Compatível com meios participantes e oticamente finos; Não permite o uso do modelo WSGGM.

#### 10.4. Modelo de Radiação P-1

O modelo de radiação P-1 é o caso mais simples da série do modelo P-N. O fluxo de energia é calculado usando a expressão abaixo.

$$q_r = -\frac{1}{3(a+\sigma_s)-C\sigma_s}\nabla G \quad (10.3)$$

sendo o termo  $a$ , o coeficiente de absorção,  $\sigma_s$  o coeficiente de espalhamento,  $G$  a radiação incidente, e  $C$  a função de fase anisotrópico.

Definindo um parâmetro  $\Gamma$ , eq. 10.4.

$$\Gamma = \frac{1}{3(a+\sigma_s)-C\sigma_s} \quad (10.4)$$

Pode-se simplificar a eq. 10.3.

$$q_r = -\Gamma\nabla G \quad (10.5)$$

A equação de transporte para o termo  $G$ , a radiação incidente, é da forma:

$$\nabla (\Gamma\nabla G) - aG + 4a\sigma T^4 = S_g \quad (10.6)$$

Igualando as equações 10.5 e 10.6, obtêm-se uma expressão que pode ser usada, substituindo-a diretamente na equação da energia, sendo calculada como um termo fonte devido à radiação.

$$-\nabla q_r = aG - 4a\sigma T^4 \quad (10.7)$$

## **11. MODELOS**

O modelo usado em CFD baseia-se em uma geometria em 3D do forno. Como o método CFD baseia-se em fluidos a geometria gerada deve ser referente aos limites de escoamento dos fluidos e não às paredes reais. Em outras palavras deve-se usar a geometria das paredes internas do forno e os limites até onde se deseja realizar a simulação. Para o modelo preliminar os limites são a conexão da entrada de ar proveniente do tubulão e a saída da câmara de combustão. O modelo final tem os seus limites estendidos desde a entrada do tubulão até a superfície do leito de pelotas.

As simulações realizadas neste contaram com dados fornecidos a partir de um forno de pelletização real. Com estes dados foram geradas as geometrias usadas na criação das malhas.

### **11.1. Objetivo do modelo**

O modelo desenvolvido tem como objetivo simular e prever as condições de operação da câmara de combustão de um forno de pelletização. Sendo possível, a partir destas simulações, obterem-se dados que poderão ser usados para futuras simulações das trocas de calor no leito. Desta forma poder-se-ia comparar o modelo analítico e a simulação ambos realizados neste trabalho.

### **11.2. Modelo Preliminar**

No modelo preliminar uma primeira abordagem para o forno foi realizada usando somente a câmara de combustão. A geometria obtida a partir de alguns desenhos técnicos, juntamente com dados adotados devido à falta de algumas informações, está representada na Figura 11-1.



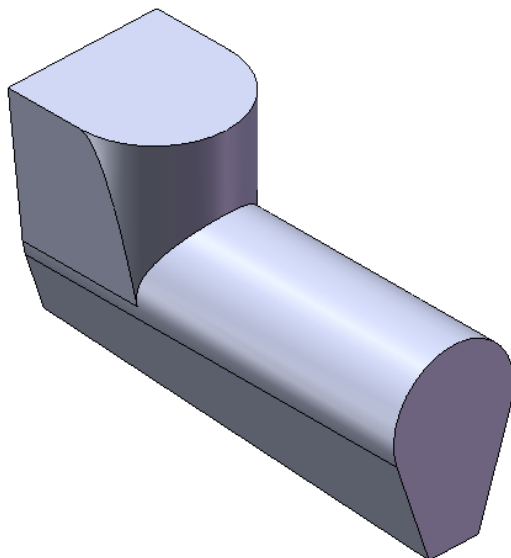


Figura 11-1 - Geometria da câmara de combustão

Com o objetivo de diminuir o tempo computacional, pode-se fazer uso da simetria. Portanto pode-se utilizar para o modelo CFD uma geometria que representa a metade da câmara de combustão.

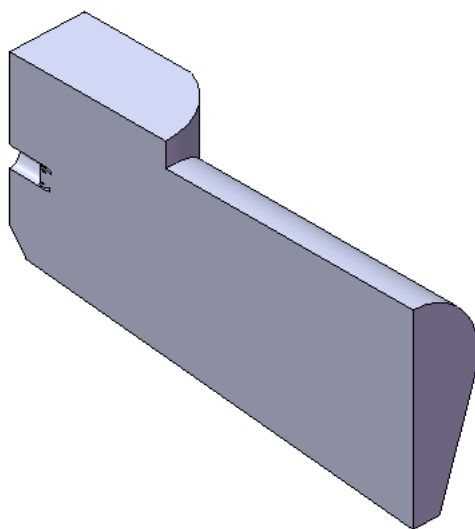


Figura 11-2 - Camara de combustão cortada.

### 11.3. Modelo Final

O modelo final conta com uma geometria maior pois deve-se estender os limites do escoamento. Desta forma a geometria final representa um quarto de uma seção do forno.

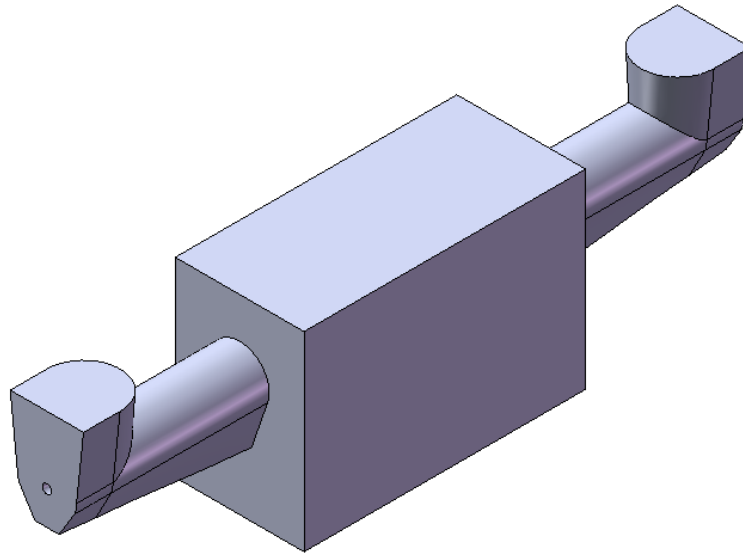


Figura 11-1 – Modelo Final.

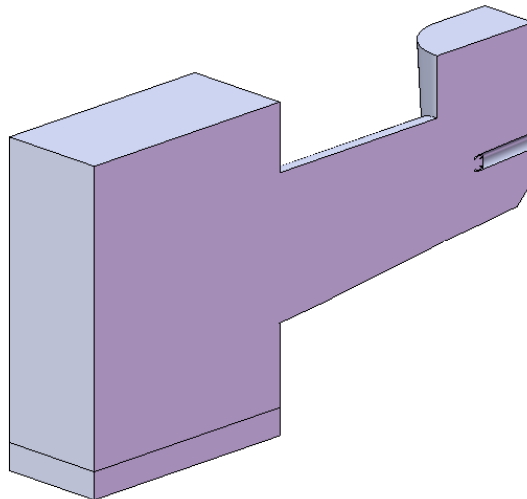


Figura 11-2 – Modelo de 1/4 do forno usando simetria.

#### **11.4. Malhas**

A criação da malha é o primeiro estágio de pré-processamento de uma simulação. O objetivo é produzir uma malha de elementos para usar como entrada em um pré-processador físico. As malhas utilizadas no presente trabalho foram geradas utilizando o gerador de malhas Ansys ICEM v11.

A malha é uma subdivisão da geometria em pequenos elementos, que serão considerados como volumes de controle, para os cálculos dos balanços de massa, momento e energia envolvidos com a simulação.

O tamanho da malha e os refinamentos locais podem influenciar diretamente nos resultados para o escoamento turbulento, ou inclusive para a convergência do problema. O valor ou tamanho ideal para uma malha não é definido, pois cada problema é único. Deve-se fazer um estudo iterativo de independência de malha. Este estudo é realizado criando-se inicialmente uma malha grosseira (elementos grandes), faz-se a simulação com ela, em seguida outra malha um pouco melhor refinada (elementos menores), simular e comparar os resultados. Fazendo este processo sucessivamente até que os resultados obtidos nas simulações não mudem, ou seja, não estará mais sendo influenciado pelo tamanho da malha.

##### **11.4.1. Cuidados com a malha**

A malha deve cuidadosamente definida de modo a garantir as exigências dos modelos utilizados para simulação. Portanto é necessária uma primeira noção do tipo de escoamento e dos pontos de prováveis problemas computacionais, como os pequenos cantos da geometria. No caso da câmara de combustão, os elementos próximos ao bico injetor de combustível devem ser pequenos, devido tanto a geometria quanto ao grande interesse nos resultados dessa área específica.

Devido às altas velocidades e a turbulência, alguns locais da malha devem ser mais refinados, ou seja, os elementos nesta região devem ser menores. Esta exigência pode ser aplicada a regiões próxima a bocais e entradas de fluido a alta velocidade.

Nas paredes deve-se garantir a malha de forma a obterem-se valores para o termo  $y^+$  dentro da faixa aceitável. Garantindo assim a validade da lei de parede para o escoamento turbulento (Fluent, 2008).

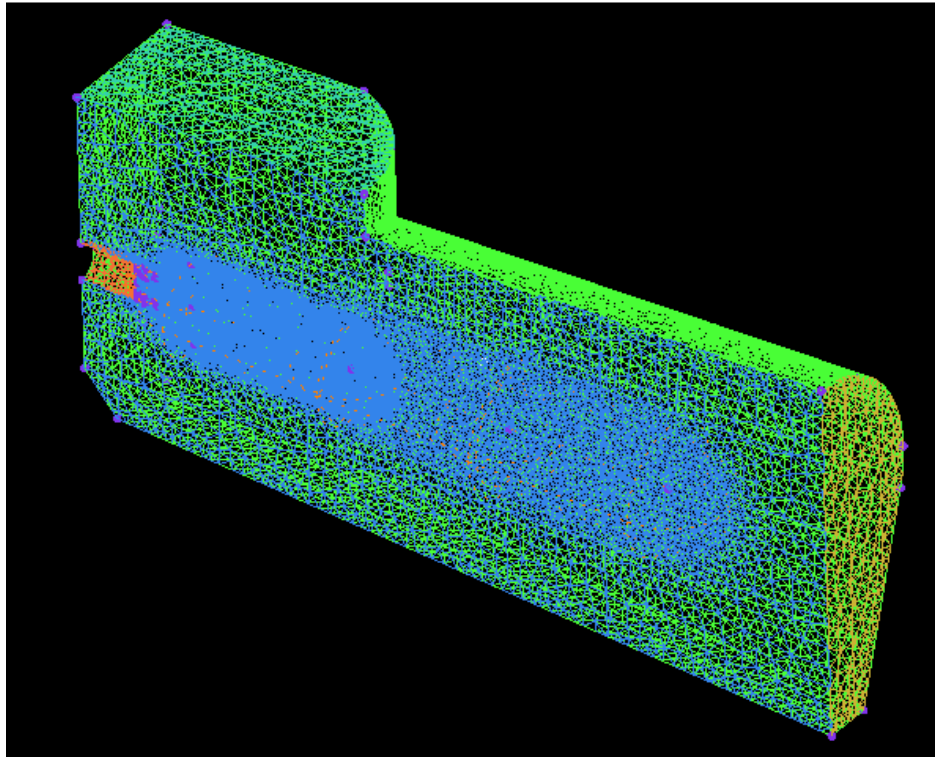


Figura 11-3 – Malha de elementos do modelo preliminar

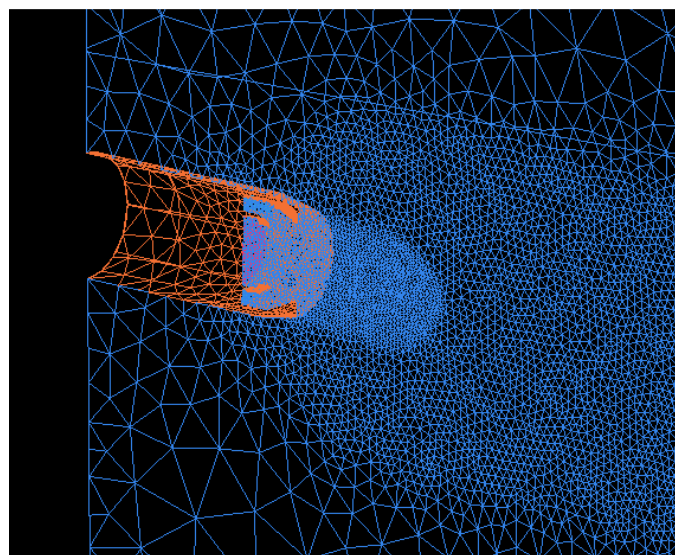


Figura 11-4 – Malha do modelo preliminar refinada em regiões de interesse

A diferença entre a malha do modelo preliminar e do modelo final são os limites de simulação. Observa-se pela Figura 11-5 que a malha do modelo final se estende desde a entrada do tubulão até a superfície do leito de pelotas.

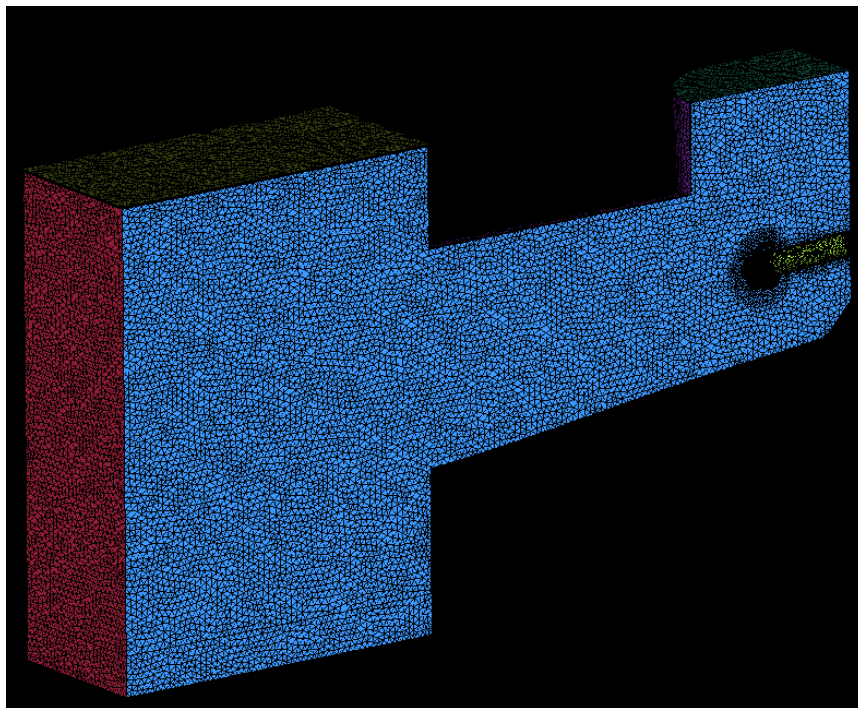


Figura 11-5 – Malha do modelo final.

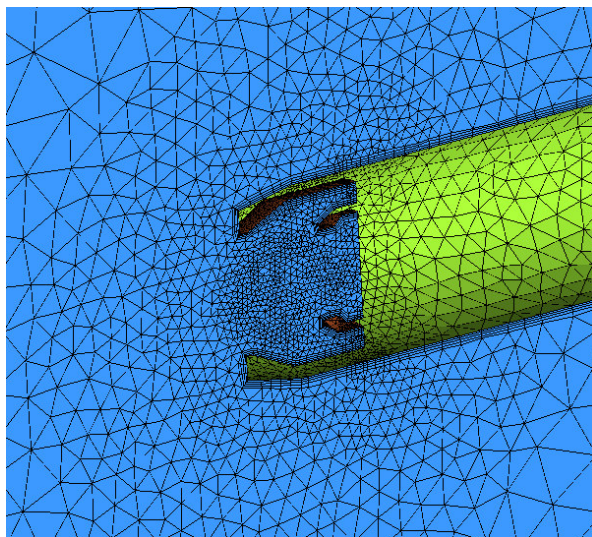


Figura 11-6 – Malha refinada próximo ao bico injetor.

## 12. SIMULAÇÃO

As simulações deste relatório foram realizadas usando um software de CFD comercial, o Ansys Fluent versão 6.3.26.

### 12.1. Modelos Utilizados

A estratégia de simulação por partes foi adotada. Desta forma o esforço computacional foi reduzido. Condição necessária devido aos recursos disponíveis.

Desta forma, a primeira simulação foi realizada utilizando apenas o modelo de turbulência k- $\epsilon$ . Depois de obtida a convergência, incluiu-se o modelo de fração de mistura não-adiabático (equação da energia também está incluída) com a tabela PDF para simular a combustão e o escoamento turbulento. Em seguida, o modelo de radiação P-1 é ativado e a simulação é realizada até obter-se a convergência desejada.

### 12.2. Condições de Contorno

A simulação do modelo preliminar foi realizada com as condições de contorno admitidas, mostradas na Tabela 12-1.

Tabela 12-1 – Condições de contorno admitidas no modelo preliminar.

Condições de contorno		
Aceleração da gravidade	9,8	m/s <sup>2</sup>
Velocidade de entrada do combustível do bico inj.	15	m/s
Velocidade de entrada do ar do bico inj.	30	m/s
Velocidade de entrada do ar do tubulão	8	m/s

A simulação do modelo final contou com dados fornecidos. A partir destes, outros dados de interesse para a simulação foram calculados. Para tais cálculos fez-se necessário o conhecimento do estado termodinâmico do escoamento e algumas propriedades. Os dados admitidos e utilizados são mostrados na Tabela 12-2 – Valores admitidos nos cálculos.

Tabela 12-2 – Valores admitidos nos cálculos.

Valores Admitidos			
Data	Descrição	Valores	Unidade
-	Densidade do Ar (900°C)	0,30762	kg/m <sup>3</sup>
-	Densidade do GN (25°C)	0,66693	kg/m <sup>3</sup>
-	Pressão Atmosférica	101,325	kPa
-	R p/ CH <sub>4</sub>	0,5184	kPa.m <sup>3</sup> /kg.K
-	R p/ Ar	0,2870	kPa.m <sup>3</sup> /kg.K
-	Temperatura de Ref	273,15	K

Tabela 12-3 -- Composição admitida para os gases

Composições		
Gás	Componente	Fração
Ar	O <sub>2</sub>	21%
	N <sub>2</sub>	79%
GN	CH <sub>4</sub>	100%

Tabela 12-4 -- Áreas de entrada, valores fornecidos

Áreas de entrada de gases		
Descrição	Valores	Unidade
Área de entrada de Ar primário	0,0033576	m <sup>2</sup>
Área de entrada de Gás Natural	0,0031172	m <sup>2</sup>
Área de entrada de Ar do Tubulão	0,6361725	m <sup>2</sup>

Os dados de entrada foram fornecidos em unidades de vazão volumétrica. No caso em normal metro cúbico por hora (Nm<sup>3</sup>/h) e deve ser convertidos para kilogramas por segundo (kg/s). Para isso foi utilizada a hipótese de gás perfeito, e então usadas as equações XX.

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T$$

$$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} \rightarrow \frac{kPa \cdot m^3 / s}{kPa \cdot m^3 / kg \cdot K \cdot K}$$

A Tabela 12-5 mostra o cálculo realizado e os valores obtidos, que foram usados como condições de contorno no software comercial de CFD, o ANSYS Fluent.

Tabela 12-5 – Valores calculados.

Cálculos					
	P (kPa)	V (m <sup>3</sup> /s)	m (Kg/s)	R (kPa.m <sup>3</sup> /kg.K)	T (K)
Ar Tubulão	101,325	28	36,1902466	0,2870	273,15
Ar Primário	101,325	0,408	0,52734359	0,2870	273,15
GN	101,325	0,1028	0,0735515	0,5184	273,15

Tabela 12-6 – Temperaturas de entrada dos fluidos

Temperaturas dos fluidos (K)	
Ar do tubulão	1173
Ar Primário	300
GN	300

A condição de contorno definida para a equação da energia e para o modelo de radiação em todas as paredes foi do fluxo de calor nulo, ou seja, as paredes estão a uma temperatura constante e todo o fluxo incidente por radiação e por convecção é reemitido ao fluido. Esta condição é adequada para simular a presença dos refratários.



## 13. RESULTADOS

### 13.1. Discussão sobre convergência

Um fator importante nas simulações em CFD é a convergência da simulação. A convergência é um fator que mostra quanto um valor calculado a partir de uma das equações varia entre duas iterações de cálculo. Segundo a *Fluent Inc (2006)* não há um critério universal para a convergência. Os valores residuais que são úteis em uma classe de problemas podem não ser apropriados para outra classe. Por isso para um bom critério de julgamento da convergência não basta olhar os níveis dos resíduos, tem-se que observar algumas quantidades integradas no volume como o coeficiente de troca de calor. Para este julgamento faz-se necessário a experiência do usuário.

Nas simulações realizadas no presente projeto foi utilizado o critério de convergência recomendado de  $10^{-3}$  para os resíduos todas as equações exceto para a equação da energia e da radiação (P-1) nas quais o critério é de  $10^{-6}$ . A seguir é apresentado um gráfico de convergência da simulação. Os picos que aparecem nos gráficos são devidos a mudanças nas condições da simulação, por exemplo, quando uma nova equação (modelo) é ativada ou quando alguma condição de contorno é alterada.

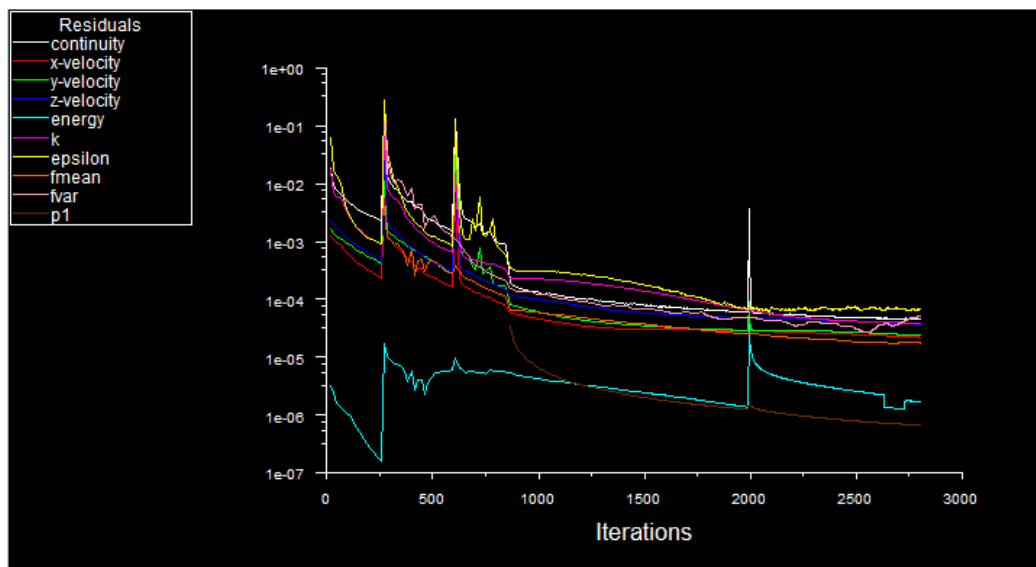


Figura 13-1 – Gráfico de convergência

### 13.2. Resultados do Modelo Preliminar

A partir dos dados da Tabela 12-1 usando somente os modelos k-epsilon para a turbulência e o modelo de fração de mistura para a combustão. Obtiveram-se, com a convergência desejada, os resultados mostrados nas próximas figuras.

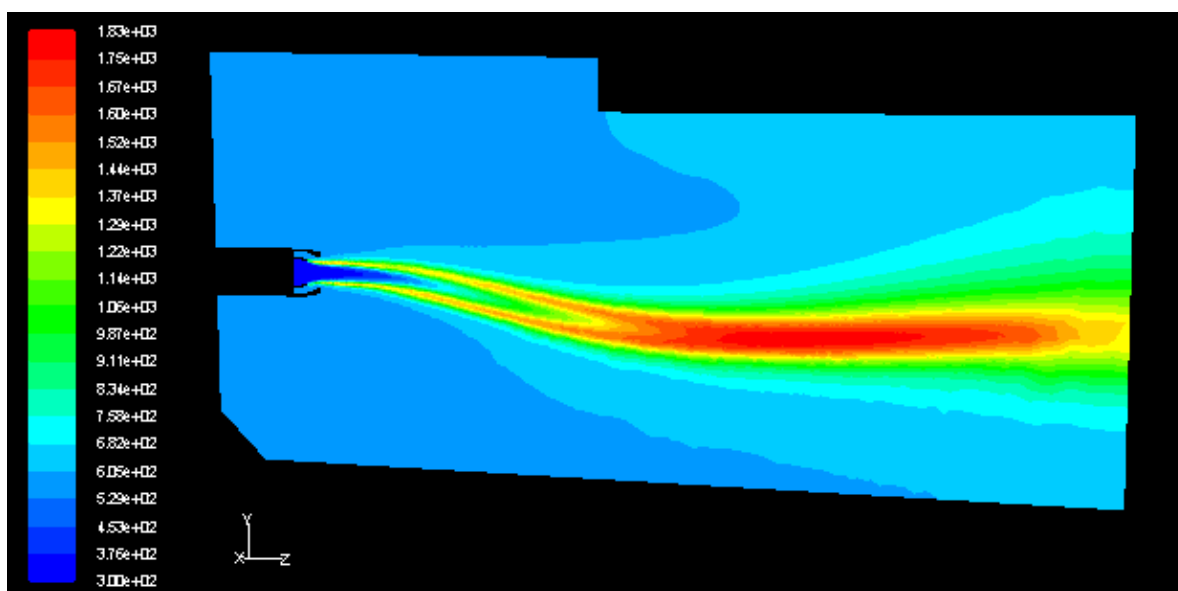


Figura 13-1 - Gradiente de temperatura

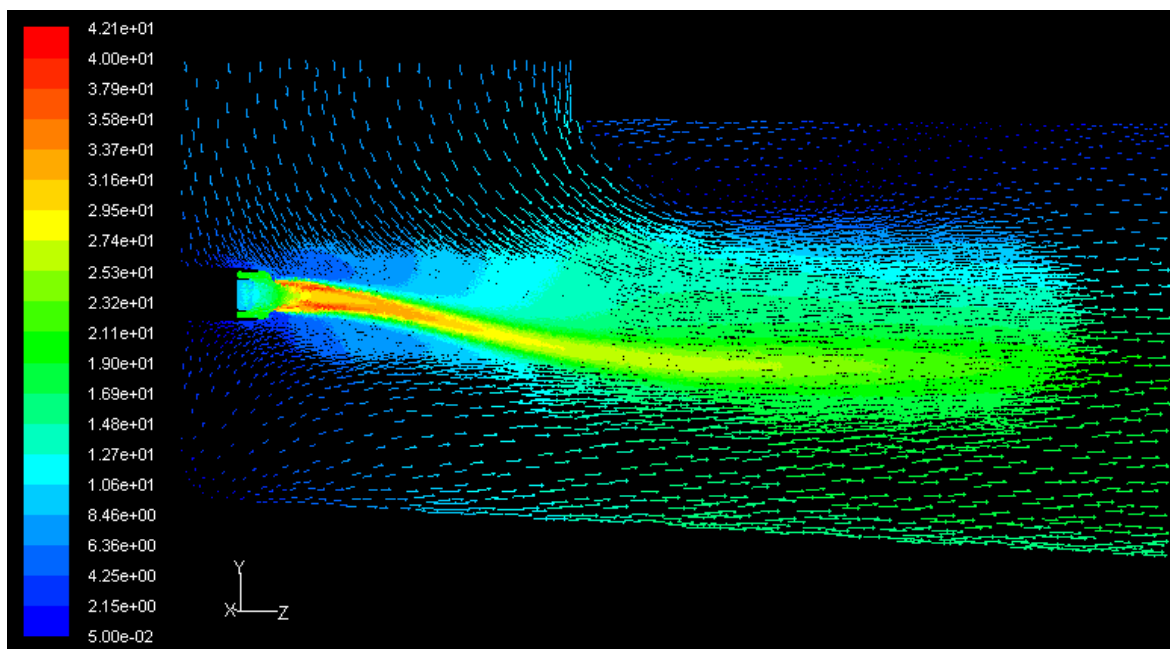


Figura 13-2 - Vetores de velocidade

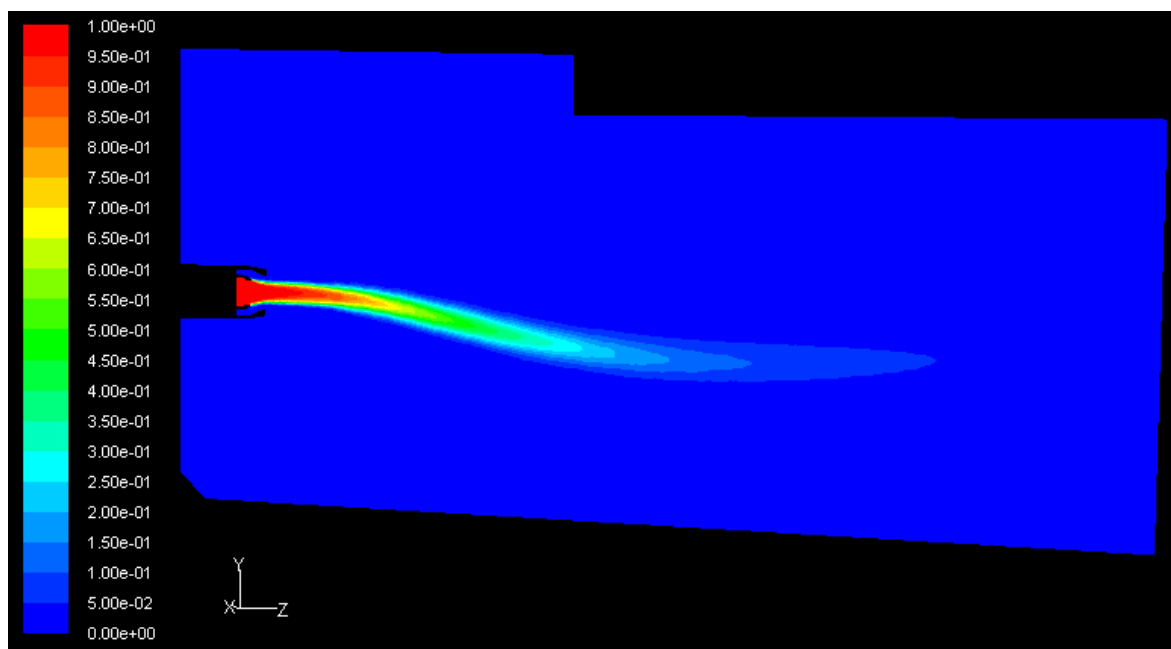


Figura 13-3 - Fração de Mistura

A partir da análise dos gráficos, mostrados nas figuras acima, pode-se dizer que a chama está contida totalmente dentro da câmara de combustão. Mas esta apresenta um desvio para baixo devido as recirculações, observadas no gráfico dos vetores de velocidade, que a entrada de ar superior provoca.

### **13.3. Resultados do modelo final**

A partir dos dados fornecidos, pôde-se calcular as novas condições de contorno a serem utilizadas. Com as novas condições de contorno mostradas na Tabela 12-5 – Valores calculados. Tabela 12-5 e com a convergência obtida mostrada no gráfico da Figura 13-1. Pode-se obter usando o pos-processador integrado do Fluent v6.3.26, os gráficos referentes aos perfis de velocidade e temperatura, verificar a validade do modelo para a malha utilizada. Os resultados foram obtidos após o estudo e verificação da independência da malha.

#### **13.3.1. Campo de Velocidades**

As velocidades obtidas, como podem ser observadas nos gráficos apresentados abaixo, foram relativamente altas. Deve-se lembrar que a temperatura média do escoamento é de  $900^{\circ}\text{C}$ , a esta temperatura a velocidade do som é de aproximadamente 700 m/s, portanto o número de Mach máximo do escoamento é de 0.6.

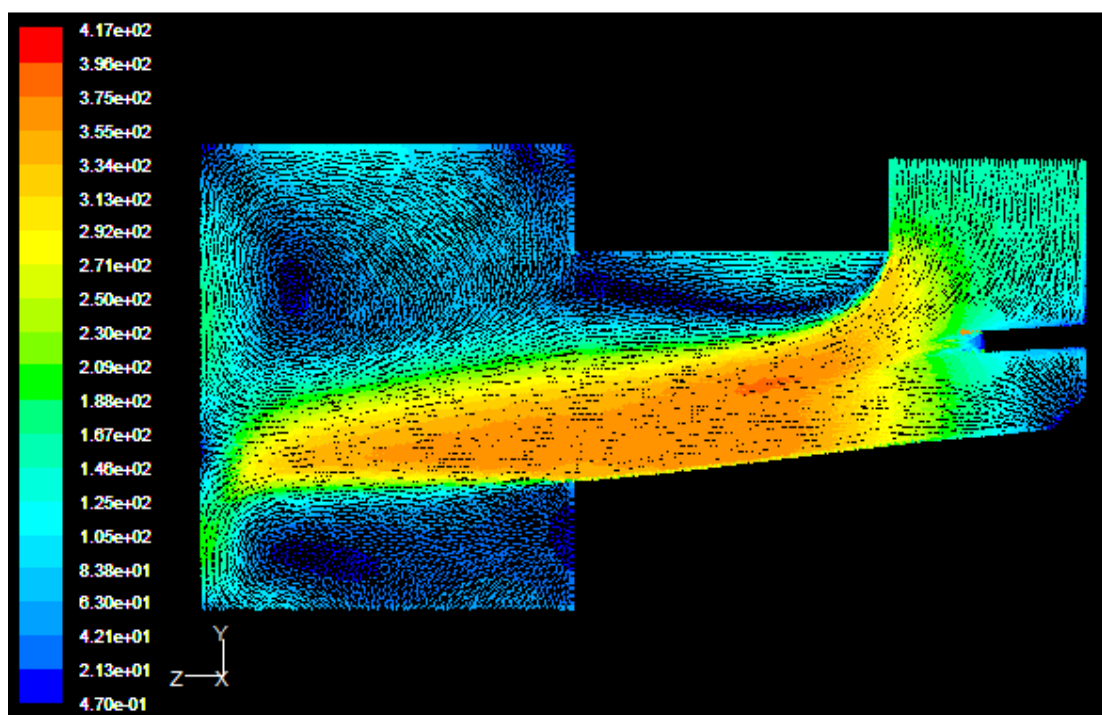


Figura 13-2 – Campo de velocidades mostrado no plano de simetria.

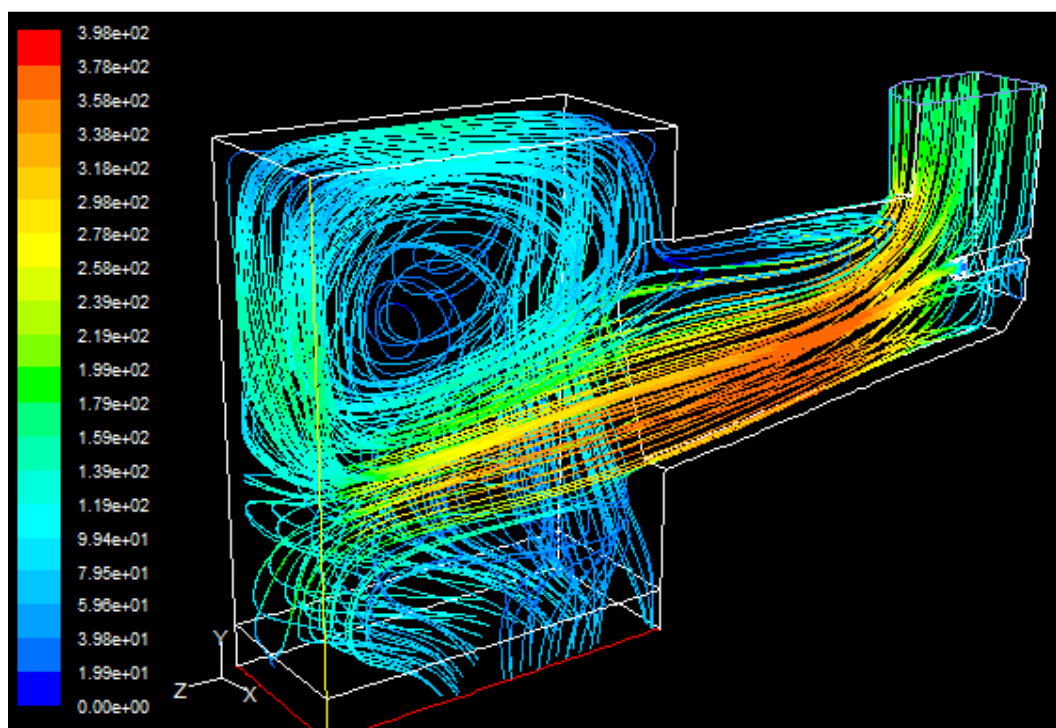


Figura 13-3 – Campo de velocidades com linhas de corrente no modelo 3D.

### 13.3.2. Temperaturas

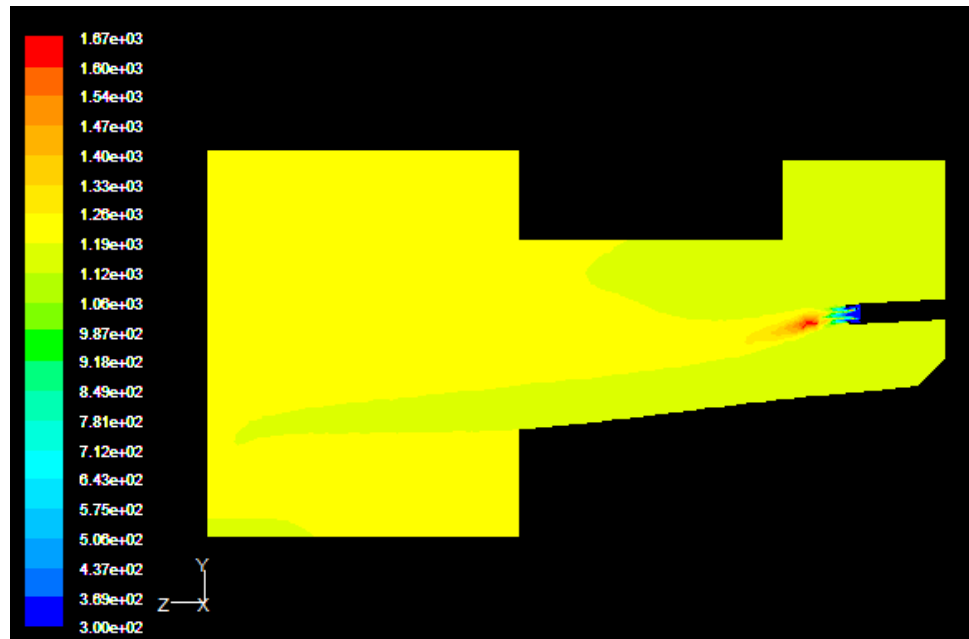


Figura 13-4 – Perfil de temperatura no plano de simetria do forno

### 13.3.3. Fração de Mistura

O resultado do modelo de fração de mistura, pode não estar totalmente correto pois alguns problemas de convergência foram encontrados. No gráfico mostrado pode-se concluir que a chama no interior da câmara é curta e intensa.

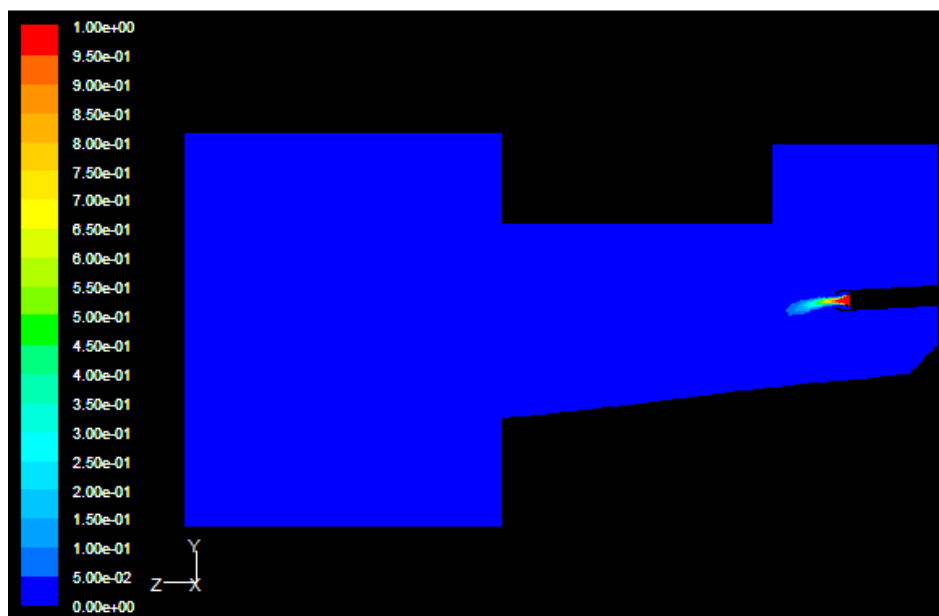


Figura 13-5 – Fração de mistura.

#### 13.3.4. Coeficiente de absorção

O coeficiente de absorção dos gases de combustão para o modelo de radiação é calculado pelo Fluent usando o modelo de soma de gases cinzas (WSGGM -Weighted Sum of Gray Gases Method). O resultado está mostrado na Figura 13-6. Vê-se que os gases de combustão participam mais na radiação na região mais quente do forno.

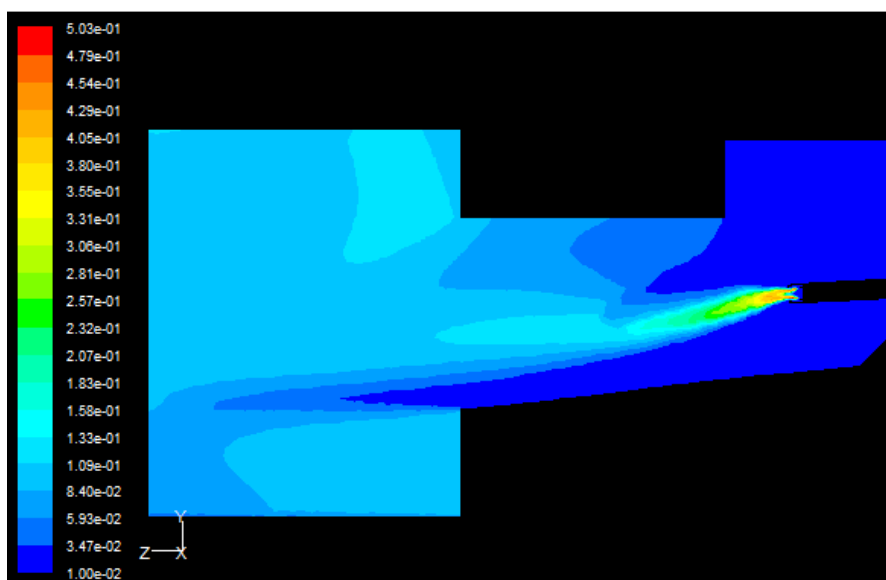


Figura 13-6 – Coeficiente de absorção ( $\alpha$ ) dos gases.

### 13.3.5. Yplus

O gráfico para o Yplus ou  $y^+$  é usado para verificar a validade da lei de parede do modelo de turbulência. Os valores obtidos estão dentro dos valores recomendados pelas referências (Malalasekera, et al., 2007). O gráfico é mostrado para as paredes do forno, onde o parâmetro é aplicável.

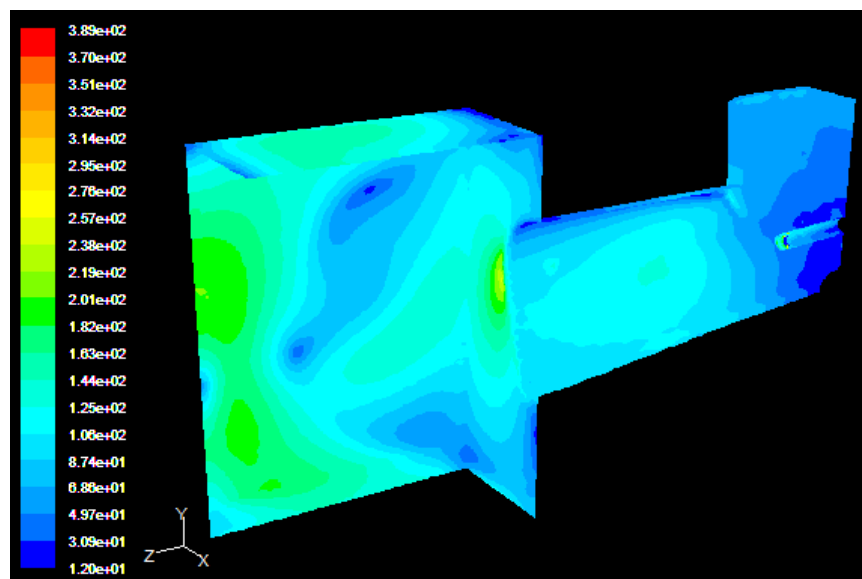


Figura 13-7 – Gráfico para o parâmetro  $y^+$ .

### 13.3.6. Fluxos

Alguns valores médios podem ser obtidos, a partir da simulação. A tabela a seguir mostra alguns dados de interesse.

Tabela 7 – Resultados de interesse obtidos

Parâmetro	Valor obtido
Fluxo de calor por radiação para o leito	475 kW/m <sup>2</sup>
Temperatura média dos gases	1200 K
Temperatura média do leito	1190 K



### **13.3.7. Discussão**

A análise dos resultados apresentados pelo modelo CFD, mostra a capacidade deste de estimar as trocas de calor no interior do forno. Porém o modelo ainda deve ser validado com dados experimentais. Somente após a comparação com dados experimentais pode-se dizer que o modelo é capaz de representar com uma certa margem de erro o forno real.

## 14. CONCLUSÃO

Os modelos desenvolvidos no presente trabalho mostram a possibilidade de se modelar um forno de pelotização utilizando métodos

Este relatório mostra o modelo analítico de transferência de calor radiativa no forno, na região de queima, considerando a participação do meio interveniente, e duas simulações usando os métodos da fluidodinâmica computacional, com dados estimados e dados fornecidos a partir da realidade do forno.

O modelo analítico considera a transferência de calor para a camada superficial de pelotas no leito. Utilizou-se o modelo de análise concentrada para determinar a temperatura das pelotas superiores na saída da região de queima. As temperaturas encontradas para a superfície do leito são próximas às temperaturas experimentais apresentadas na referencia [1].

O modelo CFD, mostrou-se capaz de reproduzir os campos de velocidade e temperatura no interior do forno. Levando-se em conta as restrições dos modelos pode-se dizer que este modelo é capaz de representar o comportamento do escoamento no interior do forno e pode ser utilizado para prever variações no forno, alterando-se as condições de operação.

Portanto os dois modelos apresentados foram capazes de calcular as trocas de calor no interior do forno de pelotização, mesmo que os dois apresentem valores calculados diferentes. Para a confirmação de qual modelo melhor representa o forno é necessário comparar os resultados com dados experimentais.

## 15. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica apresentada neste relatório servirá como apoio inicial aos estudos do projeto: “Análise da Transferência de Calor na Região de Queima de Forno de Pelotização”. Dentre os temas e referências pesquisadas para encontrar estes artigos e livros estão: Fornos Industriais, Modelagem de trocas de calor em fornos, Transferência de calor por radiação, Método de Zonas, comparações entre CFD e método de zonas.

### 15.1. Artigos

- Seshadri, V., Pereira, R. O. S., **“COMPARISON OF FORMULAE FOR DETERMINING HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF PACKED BEDS”**, Transactions ISIJ, Vol. 26, 1986.

Artigo técnico desenvolvido pelo Departamento de Engenharia Metalúrgica da UFMG em parceria com o CVRD. O artigo faz uma avaliação dos diversos métodos para avaliar o coeficiente de convecção médio volumétrico do ar atravessando o leito de pelotas.

- Periódico da European Commission – Integrated Pollution Prevention and Control (IPPC) – **“BEST AVAILABLE TECHNIQUES REFERENCE DOCUMENT ON THE PRODUCTION OF IRON AND STEEL”**, Capítulo 5 – Pelletization Plants, Dezembro de 2001.

Neste capítulo do periódico são apresentados alguns processos e técnicas aplicadas para pelletização e sucintamente todo o processo de pelletização de minério de ferro, desde a secagem e preparação das pelotas cruas até o manuseio e transporte das pelotas. Discute os tipos de emissões de poluentes envolvidos no processo e os possíveis mecanismos de controle existentes, bem como perspectivas de novas tecnologias de controle de emissões nessa área.

O periódico é voltado principalmente ao tema de emissões de poluentes, mas discute e mostra com ilustrações o processo e a construção de um forno de pelotização de minério de ferro.

- Yuen, W. W. **“THE MULTIPLE ABSORPTION COEFFICIENT ZONAL METHOD (MACZM), AN EFFICIENT COMPUTATIONAL APPROACH FOR THE ANALYSIS OF RADIATIVE HEAT TRANSFER IN MULTIDIMENSIONAL INHOMOGENEOUS NONGRAY MEDIA”** (2006). Numerical Heat Transfer Part B-Fundamentals. 49 (2), pp. 89-103. Post print available free at: <http://repositories.cdlib.org/postprints/1342>

Este artigo apresenta a formulação de um coeficiente de múltipla absorção do método de zonas (MACZM). Utilizando o conceito de fatores genéricos de troca introduzida, é mostrado que o MACZM é efetivamente uma boa aproximação ao simular precisamente a física das trocas por radiação multidimensional, não homogênea e meio não cinzento. O método apresentado pode ser aplicado diretamente a uma malha computacional de diferenças finitas ou elementos finitos. Também pode ser ajustada para implementação em um código CFD existente para análise da troca de calor por radiação em sistemas de engenharia reais. A viabilidade deste método é demonstrada calculando-se a troca de calor por radiação entre um combustível nuclear (UO<sub>2</sub>) a alta temperatura (3000K) e água e um meio não homogêneo tridimensional.

- Crnomarkovic, N., Sijercic, M., Belosevic, S. e Jovanovic, R. **“SIMULATION OF REACTIVE TWO-PHASE TURBULENT FLOW WITH HOTTEL ZONAL METHOD OF RADIATIVE HEAT TRANSFER”**, Laboratory for Thermal Engineering and Energy VINCA Institute of Nuclear Sciences, Serbia.

O artigo mostra uma simulação usando o método de zonas de Hottel. A simples aplicação computacional do método e posterior comparação com os dados experimentais mostram que o método de zonas pode ser utilizado como uma verdadeira ferramenta de cálculo para as trocas de calor espacialmente distribuídas.

- Stehlík, P., Kohoutek, J. and Jebáček, V. **“SIMPLE MATHEMATICAL MODEL OF FURNACES AND ITS POSSIBLE APPLICATIONS”** Technical University of Brno, Department of Process Engineering, Technická 2, 616 69, Brno, Czech Republic Received 4 August 1994; revised 18 October 1995

Um modelo matemático simples para uma simulação rápida de vários tipos de fornos é brevemente descrita neste artigo. O modelo consiste em submodelos para radiação na câmara e seções de convecção e sua conexão por um submodelo de tubos. Alguns procedimentos inovadores com relação à transferência de calor combinada e as possíveis aplicações são enfatizados. Este modelo provou-se uma ferramenta útil para avaliação de fornos.

- Viskanta, R. and Menguc, M. P. **“RADIATION HEAT TRANSFER IN COMBUSTION SYSTEMS”** Prog. Energy Combust. Sci. 1987. Vol 13, pp. 97-160.

Um tratamento adequado da transferência de calor por radiação é essencial a modelagem matemática do processo de combustão ou para o desenvolvimento de sistemas de combustão. Este artigo faz uma revisão dos fundamentos do processo de transferência de calor por radiação e alguns progressos da época na qual foi publicado. Dentre os tópicos deste artigo temos as propriedades radiativas dos produtos de combustão, sua modelagem e métodos de solução para as equações de transferência de calor por radiação. Alguns exemplos, onde a radiação foi considerada nas análises e cálculos de troca de calor, são apresentados. Também apresenta uma discussão sobre o acoplamento com os modelos com os sistemas de combustão existentes.

- Farhadi, F., Bahrami Babaheidari, M. and Motamed Hashemi, M.M.Y. **“RADIATIVE MODELS FOR THE FURNACE SIDE OF A BOTTOM-FIRED REFORMER”** Chemical and Petroleum Engineering Department, Sharif University of Technology, Tehran 11365-9465, Iran, December 2003.

Dois modelos diferentes para radiação são usados para simular um forno com recuperador. A modelagem inclui equações para a lateral do forno, bem como o lado do reator. A solução simultânea das equações principais fornece os perfis de temperatura dos gases de combustão e das paredes do tubo. Estes são comparados com a literatura e os dados da planta. Foi observado que o modelo de fluxo, aplicado neste trabalho sobre o forno com queimadores inferiores reformador, mostra uma boa estimativa aos dados observados em planta. O modelo é ainda satisfatório, mas o modelo do forno longo está longe de merecer uma atenção.

- Vercammen, H. A. J. and Froment, G. F. **“AN IMPROVED ZONE METHOD USING MONTE CARLO TECHNIQUES FOR THE SIMULATION OF RADIATION IN INDUSTRIAL FURNACES”** International Journal of Heat Mass Transfer Vol. 23, pp. 329-337, 1980.

Este artigo apresenta uma forma combinada dos métodos de Zona de Hottel e o método de simulação de Monte Carlo. Os procedimentos de calculo mostrados com o método de Monte Carlo podem ser convenientemente usados para avaliar a matriz de fatores de forma que será usado no método de zonas. Tais procedimentos de cálculo proposto melhoraram a aplicabilidade do método de Monte Carlo para o cálculo do total de áreas de trocas a ser utilizado no método de zonas para o design de um forno. Inconsistências decorrentes de erros estatísticos na matriz de fatores de forma construída, a partir dos resultados de Monte Carlo, podem ser eliminadas por um procedimento de regressão. A introdução de uma equação empírica para a distribuição do comprimento de onda mantém as múltiplas integrações de Monte Carlo desacopladas das distribuições de temperatura no sistema radiativo e permite que qualquer modelo de absorção de gases possa ser utilizado. A distribuição do comprimento de onda pode ser calculada a partir do momento da função de distribuição real obtida pela simulação Monte Carlo.

O método foi aplicado na simulação de um forno térmico.

- Johnson, T.R. and Beer, J.M. **“RADIATIVE HEAT TRANSFER IN FURNACES: FURTHER DEVELOPMENT OF THE ZONE METHOD OF ANALYSIS”** The University of Sheffield, Sheffield, England.

O artigo descreve alguns desenvolvimentos e testes do método de zonas de análises, onde as distribuições de temperatura e do fluxo de calor são obtidas dividindo sistema em zonas, e resolvendo simultaneamente os balanços de energia em cada zona. É discutido o estado de desenvolvimento do método e novas vias de desenvolvimento são considerados.

Um método que inclui o efeito da radiação luminosa é descrito. Por isso, a emissividade de uma nuvem de partículas de fuligem é representada como a soma ponderada da dos gases cinzentos. Também é mostrado que a emissividade da mistura gás/fuligem pode ser representada como a soma ponderada da dos gases cinzentos. A validade desta equação para a emissividade desenvolvida é avaliada pela comparação da distribuição de radiação calculada e os dados medidos através de uma chama, desta forma encontrou-se uma boa correlação entre os dados obtidos e calculados.

Um método alternativo é discutido para obtenção dos fatores de áreas de trocas, devido às altas variações que ocorrem no coeficiente de absorção do gás no forno com a presença da chama luminosa.

Outro método alternativo descrito é para os diferentes tipos de penetração de calor pelas superfícies das zonas. O método permite a substituição da superfície composta por uma superfície cinzenta equivalente tendo emissividade e temperatura efetivas.

Simulando o método de zonas com as modificações adotadas para um forno experimental nota-se uma boa correlação dos dados comparados aos medidos no forno real, mostrando assim que o método de zonas é uma ferramenta matemática satisfatória que pode ser utilizada como uma boa aproximação para o cálculo de transferência de calor em fornos.

- Xiaojun, C., Lizhong Y., Zhihua, D. and Weicheng, F. **“A MULTI-LAYER ZONE MODEL FOR PREDICTING FIRE BEHAVIOR IN A FIRE ROOM”** State Key Laboratory of Fire Science, University of Science and Technology of China, Fire Safety Journal 40 (2005) 267–281.

Estudo do modelo de zonas em varias camadas com a finalidade de estimar o comportamento de chama em uma sala isolada. O volume da sala foi dividido em numero arbitrário de camadas horizontais, onde a temperatura e outras propriedades

físicas são consideradas constantes. As equações fundamentais para cada camada horizontal são derivadas das equações de conservação de massa e energia.

- Lowe, A., Wall, T. F. and McC. Stewart, I. **“A ZONED HEAT TRANSFER MODEL OF A LARGE TANGENTIALLY FIRED PULVERIZED COAL BOILER”** Department of Chemical Engineering, The University of Newcastle, N.S.W., Australia

Um modelo para um forno de seção retangular de 900 MW (tangentially-fired pulverised-fuel) é descrito, onde o método de zonas foi utilizado para prever a distribuição de temperatura na câmara e o calor absorvido pelas tubulações de água da parede. O perfil de escoamento na câmara é supostamente conhecido, porém há rigor no tratamento da combustão do carvão e da complexidade nas trocas por radiação.

Uma serie de simulações são apresentadas afim de demonstrar o efeito da variação do perfil de escoamento do gás, carga do queimador e presença de cinza no carvão utilizado. É demonstrado que as variações na superfície da cinza têm maior influencia, quando comparada à influência devido aos efeitos da variação do perfil de escoamento.

Medições realizadas no forno permitiram a validação do modelo. Obteve bons resultados embora as temperaturas preditas para a parede do forno próximo aos queimadores são recorrentemente baixas.

- Park, H.M., Lee, J.H. and Park, J.H. **“ANALYSIS OF SPECTRAL RADIATIVE HEAT TRANSFER IN FURNACES USING AN EFICIENT COMPUTATIONAL TECHNIQUE”** Department of Chemical Engineering, Sogang Univesity, Seoul, South Korea - Radiative Transfer 62 (1999) 459-475

O artigo trata da modelagem de troca por radiação e salienta a importância da modelagem em meios e partículas que participam do processo (como é o caso das pelotas) para minimizar erros no calculo do fluxo total de calor. Os autores mencionam uma técnica computacional (proposta por Park e Kim, JQDRT, 1997, 58(1), 115-126) para resolução das equações de radiação, comparam e demonstram boa eficiência dos resultados comparados com o método S4, para casos de análise de



transferência espectral de radiação. O artigo interpreta cita que o método pode ser empregado em casos reais. A distribuição espectral da radiação é subdividida em pequenos elementos finitos, onde as propriedades são consideradas uniformes, e uma solução é obtida para cada um dos elementos e somado à contribuição total.

- Byun, K. H. and Smith, T. F. **“DEVELOPMENT OF THE ZONE METHOD FOR LINEARLY-ANISOTROPIC SCATTERING MEDIA”** Department of Mechanical Engineering, The University of Iowa, Iowa City, IA 52242, U.S.A. - Radiat. Transfer Vol. 40, NO. 5, PP. 591-600 1988.

Realização de um estudo para extensão da aplicação do método de zonas para materiais anisotrópicos, cinzentos, e que apresentam absorção e emissão, em um plano infinito. O meio é tido como homogêneo e com índice de refração unitário. As superfícies de contorno são cinzentas, difusas quanto à emissão e reflexão.

As expressões integrais obtidas são discretizadas, considerando-se temperatura uniforme em cada zona. A divergência entre o fluxo por radiação e o fluxo líquido são expressos em termos da área total de troca (TEA). Algumas equações, para casos particulares, são apresentadas e os resultados são comparados com resultados já estudados. O método de zonas é aplicado para o equilíbrio radiativo e à troca de calor por condução e radiação e os bons resultados, comparados com aqueles obtidos a partir de outros métodos, indicam a eficiência do método de zonas bem como sua compatibilidade com outras modalidades de troca de calor.

- Zhoua, Z.Y., Zhua H.P., Yu A.B., Wright B. and Zulli P. **“DISCRETE PARTICLE SIMULATION OF GAS-SOLID FLOW IN A BLAST FURNACE”** Centre for Simulation and Modelling of Particulate Systems, School of Materials Science and Engineering, The University of New South Wales, Sydney, NSW 2052, Australia - August 2007

Estudo, modelagem e simulação de partículas discretas acopladas à métodos CFD para investigar e confirmar características de escoamento do fluxo multifásico (gás-sólido) em alto forno (AF) para fabricação de aço. A dificuldade na predição dos

padrões de escoamento, devido à existência de zonas de estagnação na porção inferior centro do AF é superada pela utilização da simulação de partículas discretas.

- Jakli, A., Glogovac, B. Kolenko, T., Zupancic, B. and Tezak, B. **“A SIMULATION OF HEAT TRANSFER DURING BILLET TRANSPORT”** Institute of Metals and Technology, Lepi pot 11, 1001 Ljubljana, Slovenia - Applied Thermal Engineering 22 (2002) 873–883

O artigo apresenta um modelo para simulação do resfriamento de tarugos de aço, durante o processo de transporte dos mesmos dos fornos até os moinhos de rolo. Durante o transporte os tarugos são expostos à radiação, convecção e condução. Devido ao formato retangular do tarugo foi propicio a utilização modelo tri dimensional para o levantamento da condução de calor no interior do tarugo. O modelo considera os efeitos da camada fina oxidada, e constata que essa camada afeta significativamente a distribuição de temperatura no tarugo e não deve ser negligenciada. O modelo proposto foi comparado com resultado apresentados com utilização de câmeras térmicas.

- Selçuk, N. and Kayakol, N. **“EVALUATION OF DISCRETE ORDINATES METHOD FOR RADIATIVE TRANSFER IN RECTANGULAR FURNACES”** Department of Chemical Engineering, Middle East Technical University. Ankara 06531. Turkey – Int. Journal of Heat Mass Transfer. Vol. 40, n.02, pp. 213-222, 1997.

Os métodos de ordenadas discretas (DOM), que é uma extensão do método de fluxos, e método de transferência discreta (DTM), que combina as virtudes de três métodos de aproximação (método de zonas de Hottel, método Monte-Carlo, e método de fluxo), são apresentados para análise do ponto de vista da precisão na predição de resultados e tempo computacional, comparados aos métodos de solução exata, considerando um problema posto num quadrilátero fechado com elevados gradientes de temperatura.

Testes comparativos mostraram que as aproximações  $S_4$  apresentam melhor qualidade (precisão) nos resultados para os termos de fontes de energia radiativa comparados

com o método de fluxos de terceira ordem, além de consumir menor tempo computacional quando comparados ao método DTM.

- Coelho, P. J., Goncalves, J. M. AND Carvalho, M. G. **“MODELLING OF RADIATIVE HEAT TRANSFER IN ENCLOSURES WITH OBSTACLES”** Instituto Superior Técnico, Technical University of Lisbon, Mechanical Engineering Department, - In I. J. Heat Mass Transfer. Vol. 41, Nos. 5, pp. 745-156, 1998

O artigo apresenta compara os resultados e apresenta um resumo de quatro métodos (método de zona, Monte-Carlo, transferência discreta e volumes finitos) aplicados em três casos teste, sendo que dois deles são bidimensionais e o terceiro caso é tridimensional. De acordo com os autores os resultados quanto ao fluxo líquido de calor na fronteira (negra ou cinzenta) apresentados por todos os métodos são próximos e o tempo computacional é a diferença básica entre eles, sendo os métodos de ordenadas discretas e volumes finitos são os menos dispendiosos.

- Olsommer, B., von Spakovsky, M. and Favrat, D. **“TRANSFERT DE CHALEUR PAR RAYONNEMENT DANS UN FOUR D’INCINÉRATION INDUSTRIEL : APPLICATION DE LA METHODE DES ZONES”** Ecole polytechnique fédérale de Lausanne, CH-1015 Lausanne, Suisse and Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, USA - Rev Gén Therm (1997) 36, 125-134

O artigo trata basicamente de um método de predição, utilizando análise nodal (decomposição do sistema de equações em uma série de nós, cada um representando uma parte física do sistema para o qual condições homogêneas de temperatura e fluxo de calor pode ser consideradas) e método de zonas, da modelagem da transferência de calor em incineradores, onde tem-se o problema constante da sazonal ocupação e qualidade de matéria prima disponíveis na planta de cogeração. A parte do incinerador modelado é caracterizada por altas temperaturas (500 – 1000°C), onde a radiação representa a maior parte da transferência de calor global. O método foi validado

comparando-se com dados experimentais (com erro de cerca de 6%) de um incinerador localizado em Cottendart – Suíça.

- Farhadi, F., Babaheidari, M. B. and Motamed Hashemi, M.M.Y. **“RADIATIVE MODELS FOR THE FURNACE SIDE OF A BOTTOM-FIRED REFORMER”** Chemical and Petroleum Engineering Department, Sharif University of Technology, Tehran 11365-9465, Iran - Applied Thermal Engineering 25 (2005) 2398–2411

O artigo apresenta e compara os resultados apresentados pelo método de zonas e o método de fluxos, é demonstrado boa concordância entre os dados apresentados pelo método de zonas e dados experimentais.

- Collins, M. W. and Stasiek, J. **“THE APPLICATION OF A TRANSFORMATIONAL ZONE METHOD TO THE CALCULATION OF RADIATION HEAT TRANSFER INSIDE A PISTONCYLINDER SYSTEM”** Thermo-Fluids Engineering Research Centre, City University, London, UK

O artigo apresenta um modelo de zonas modificado (transformational zone method) em relação ao modelo original apresentado por Hottel, para o cálculo da troca de calor por radiação. Esse novo modelo apresenta resultados muito próximos, apesar de ser mais precisos, dos resultados esperados pelo modelo original. As principais características do novo modelo são: sua maior simplicidade e menor grau de complexidade do método, as equações integro-diferenciais são transformadas em equações diferenciais e o método proposto torna possível a determinação do fluxo de calor máximo nas paredes de um modo pseudodinâmico (assumindo-se o equilíbrio termodinâmico instantâneo).

- Cheng, W.T., Huang, C.N. and Du S.W. **“THREE DIMENSIONAL IRON FLOW AND HEAT TRANSFER IN THE HEARTH OF A BLAST FURNACE DURING TAPPING PROCESS”** Department of Chemical Engineering, National Chung Hsing University, 250 Kuo Kuang Rd., Taichung 402, Taiwan, R.O.C - Chemical Engineering Science 60 (2005) 4485 – 4492

Apresentação da modelagem tridimensional de um alto forno, modelando as equações governantes utilizando o pacote comercial do Fluent, com técnica numérica baseada em volumes finitos tridimensionais. O modelo foi validado utilizando-se dados operacionais disponíveis para um forno e dados numéricos (Panjkovic et al 2002).

## 15.2. Livros

- Hottel, H. C. and Sarofim, A. F., **“RADIATIVE TRANSFER”**, McGraw Hill, New York, 1967.

Este livro traz uma revisão completa sobre trocas de calor por radiação. Mostra os conceitos fundamentais da radiação, apresenta os conceitos de área direta de troca de calor aproximadas pelos fatores de forma, total de troca de calor entre superfícies sendo neste tópico apresentado o Método de Zonas, referenciado como método de zonas de hottel, os conceitos de emissividades e absorvidades para gases ideais e reais, métodos para avaliação de temperaturas unidimensional e tridimensional, e a aplicação dos conceitos, métodos e equacionamentos apresentados em fornos. Esta referencia será utilizada extensivamente no projeto principalmente por apresentar detalhadamente a utilização e algumas variações do método de zonas.

- Siegel, R. and Howell, J. R., **“THERMAL RADIATION HEAT TRANSFER”**, 4th Ed., Taylor and Francis, New York, 2002.

Referencia incluída como alternativa ao livro “Radiative transfer” por Hottel, H. C. por apresentar também todos os fundamentos de radiação. Apresenta e discute em algumas seções o método estatístico de Monte Carlo, muitas vezes combinado ao método de zonas para simplificar cálculos e diminuir o tempo computacional necessário para tais cálculos. Apresenta uma análise detalhada das trocas de radiação incluindo meio participante, radiação de gases.

- Krivandin, V. and Markov, B. **“METALLURGICAL FURNACES”**, Mir Publishers, 1980.

O livro apresenta uma classificação para fornos industriais bem como as suas principais características de operação. Variações para os materiais que compõem os fornos (refratários). Apresenta uma visão geral sobre as simplificações, para fornos com combustão, para caracterização da temperatura dos gases e do leito, a modelagem da transferência de calor por convecção e por radiação presente no forno, leis fundamentais e equacionamento geral para trocas de calor por condução estacionária e transiente, convecção e radiação. Também explica em diversos capítulos os fundamentos sobre aquecimento e tratamento de metais. Será de grande utilidade para compreensão do operacional do forno.

- Trinks, W and Mawhinney, M. H. **“INDUSTRIAL FURNACES”**, 5<sup>th</sup> Edition, Volume I, John Wiley & Sons, Inc., 1961.

O livro voltado principalmente para o uso geral de fornos na indústria. Mostra claramente os tipos de fornos industriais e suas propriedades gerais, tais como tipos possíveis de aquecimento e a capacidade de cada. O seu capítulo quatro apresenta tema sobre capacidade de aquecimento de fornos contínuos, neste capítulo há informações úteis sobre fornos contínuos para altas temperaturas, os fatores limitantes para altas temperaturas, diversos posicionamentos para os queimadores e capacidades de fornos contínuos reais. Discute no capítulo sete sobre durabilidade dos materiais usados em fornos, desde fundações até portas incluindo proteção das paredes e refratários. Apresenta ainda no capítulo oito, as leis da física sobre a movimentação dos gases nos fornos devido a pressões e temperaturas.

- Trinks, W and Mawhinney, M. H. **“INDUSTRIAL FURNACES”**, 5<sup>th</sup> Edition, Volume II, John Wiley & Sons, Inc., 1961.

O segundo volume deste livro apresenta, no capítulo dois, mais detalhes sobre as qualidades e propriedades essenciais dos queimadores, os tipos de queimadores e tipo de combustíveis utilizados. O capítulo três deste volume será de grande interesse no projeto por apresentar o tema de controle de temperaturas no interior do forno, fazendo claramente a caracterização deste problema, os princípios de controle de

temperatura tal como numero de temperaturas a serem controladas, discute sobre posicionamentos ideais para medição e mecanismos de controle, os tipos e posicionamentos.

- Krisantsev, E.I. **“INDUSTRIAL FURNACES”**, Mir Publishers, Moscow, 1977.

Este livro é apresentado como uma guia de referência para design e cálculos para fornos. Dividido em quatro seções:

1. Propriedades térmicas e físicas de substancias (gases, líquidos, sólidos, metais e suas ligas, aços e ferro fundido). Apresenta ainda propriedades mecânicas dos aços, propriedades térmicas e físicas de refratários, sua classificação e identificação.
2. Combustíveis e sua Combustão. Propriedades gerais da queima de combustíveis principalmente os gasosos.
3. Mecânica dos gases. Fundamentos sobre o fluxo de gases no interior dos fornos, fluxos devido a injeção de gases de queima, gases de resfriamento e movimentos de convecção. Discussão breve sobre regimes laminar e turbulentos.
4. Transferência de calor e aquecimento de itens. Apresente teoria sobre transferência de calor por condução em diversos tipos de paredes, convecção livre e forçada, radiação com propriedades e fundamentos, poderes emissivos dos componentes, meio, coeficientes. E ao final mostra métodos de cálculos para aquecimento e resfriamento de corpos.

## 16. BIBLIOGRAFIA

- [1] **Anderson, John David. 1995.** *Computational Fluid Dynamics - The Basics with Applications*. s.l. : McGraw-Hill, Inc, 1995.
- [2] **Baukal, Charles E. 2000.** *Heat Transfer in Industrial Combustion*. New York : CRC Press, 2000.
- [3] **Bejan, A. e Kraus, A. D. 2003.** *Heat Transfer Handbook*. New Jersey : John Wiley & Sons Inc, 2003.
- [4] **CFD-Online. 2008.** [Online] 2008. [Citado em: 22 de Novembro de 2008.] <http://www.cfd-online.com/>.
- [5] **Fluent, Inc. 2008.** *Fluent Inc - Users Service Center*. [Online] 2008. [Citado em: 20 de Novembro de 2008.] <http://www.fluentusers.com/>.
- [6] **Hottel, H. C. e Sarofim, A. F. 1967.** *Radiative Transfer*. New York : McGraw-Hill Inc, 1967.
- [7] **Incropera, F. P. e DeWitt, D. P. 2003.** *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. 5ª Edição. s.l. : Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2003.
- [8] **Seshadri, V. e Pereira, R. O. S. 1986.** Comparison of Formulae for Determining Heat Transfer Coefficient of Packed Beds. *Transactions ISIJ Vol.* 26. 1986.
- [9] **Siegel, R. e Howell, J. R. 2002.** *Thermal Radiation Heat Transfer*. 4ª Edição. New York : Taylor & Francis, 2002.
- [10] **Tien, C. L. e Yuen, W. W. 1977.** A Simple Calculations Scheme for Luminous-Flame Emissivity. *Sixteenth Symposium (International) on Combustion*. 1977, pp. 1481-1487.
- [11] **Turns, S. R. 2000.** *An Introduction To Combustion*. 2ª Edição. s.l. : McGraw-Hill Inc, 2000.
- [12] **Versteeg, H. K. e Malalasekera, W. 2007.** *An Introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method*. 2ª Edição. s.l. : Prentice Hall Inc, 2007.