

SIMULAÇÃO DE UMA CALDEIRA A CARVÃO PULVERIZADO: TROCA TÉRMICA

Luciane da Silveira Ferreira

Departamento de Engenharia Química – UFRGS. R. Luiz Englert, s/n. Campus Central –CEP: 90040-040 – Porto Alegre – RS – Brasil. Telefone: (+55 51) 3316-4072 – Fax: (+55 51) 3316-3277
luciane@enq.ufrgs.br

Jorge Otávio Trierweiler

Departamento de Engenharia Química – UFRGS. R. Luiz Englert, s/n. Campus Central –CEP: 90040-040 – Porto Alegre – RS – Brasil. Telefone: (+55 51) 3316-4072 – Fax: (+55 51) 3316-3277
jorge@enq.ufrgs.br

Lígia Ferreira Damasceno Marczak

Departamento de Engenharia Química – UFRGS. R. Luiz Englert, s/n. Campus Central –CEP: 90040-040 – Porto Alegre – RS – Brasil. Telefone: (+55 51) 3316-4072 – Fax: (+55 51) 3316-3277
ligia@enq.ufrgs.br

Resumo. Neste trabalho é apresentada a modelagem e simulação da transferência de calor em uma caldeira a carvão pulverizado. O modelo foi desenvolvido considerando a divisão da caldeira em seções de transferência de calor. Em cada seção considerou-se que a temperatura dos gases e da superfície dos tubos era constante. Através das equações do balanço de energia em cada seção foi possível obter o modelo completo para a caldeira, resultando em um modelo com 57 equações, 57 incógnitas e apenas 3 entradas. O modelo foi adequadamente simulado através da divisão da unidade em blocos e da resolução sequencial de cada bloco.

Palavras chave: caldeira, transferência de calor, modelagem, simulação

1. Introdução

Este trabalho é o resultado de um projeto conjunto entre a CGTEE (Companhia de Geração Térmica de Energia Elétrica) e os departamentos de Engenharia Química, Mecânica e Elétrica da UFRGS, que visa o desenvolvimento de um simulador estacionário para o processo de geração de energia na Usina Termoelétrica de Candiota, situada no município de Bagé, RS. O grupo da Engenharia Química é responsável por modelar a caldeira e está dividido em 2 subgrupos: um para a modelagem da troca térmica e outro que estuda especificamente a cinética da reação.

O objetivo deste trabalho é apresentar e discutir o modelo e a simulação para a transferência de calor na caldeira que será utilizado no simulador.

Na câmara de combustão o processo de transferência de calor obedece a mecanismos diversos. Nas fornalhas a óleo ou carvão pulverizado, por exemplo, predomina o efeito da radiação (Bazzo, 1995). Diversos fatores interferem na troca térmica, dentre os quais, têm maior relevância:

- envolvimento simultâneo de todos os mecanismos de transferência, inclusive radiação em meios participantes. Os gases CO₂ e H₂O, principalmente, têm a capacidade de emitir ou absorver quantidades apreciáveis de energia radiante, tanto na câmara de combustão, quanto na região junto aos superaquecedores e economizadores. A radiação desses gases tende a ser mais significativa na medida em que aumenta a temperatura dos gases de combustão;
- presença de partículas sólidas em suspensão e deposição de cinzas junto às paredes;
- emissividades variáveis: função do material das paredes, deposição ou aglomeração das cinzas, tipo de combustível, pressão parcial e temperatura dos gases;
- arranjo de tubos;
- queima de combustíveis de propriedades variáveis e combustão instável, com liberação irregular de calor;
- posição dos queimadores e distribuição das isoterms no interior da fornalha.

Esses fatores contribuem para aumentar a complexidade da modelagem de modo que foram necessárias algumas suposições simplificadoras, que serão comentadas mais adiante.

2. Descrição do Processo

Na Figura 1 é apresentado esquematicamente o fluxograma de água e vapor na caldeira.

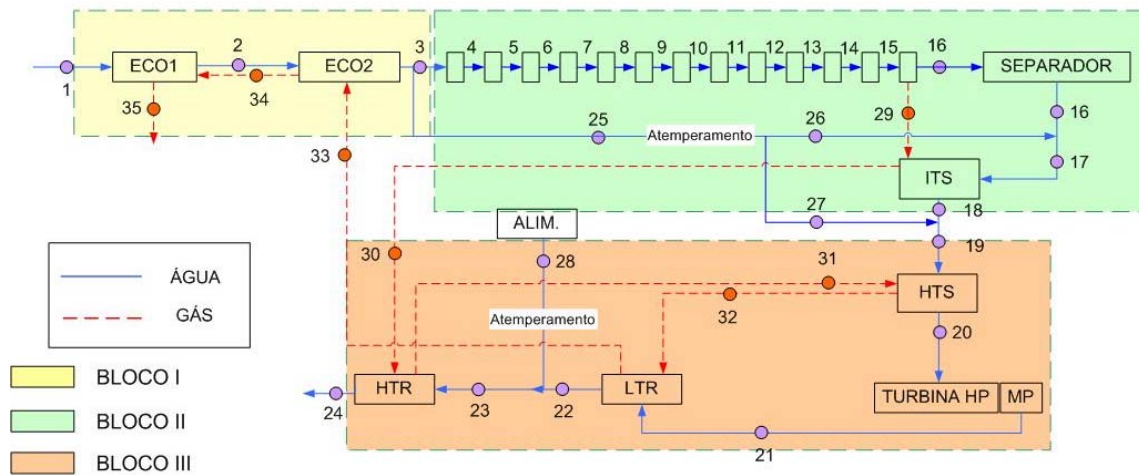


Figura 1. Fluxograma de água e vapor na caldeira.

A água de alimentação é primeiramente pré-aquecida nos Economizadores 1 e 2 (ECO1 e ECO2), entrando a seguir nos tubos das paredes (em espiral na fornalha e retos no restante da caldeira), onde ocorre a vaporização da água. Para fins de modelagem, as paredes foram discretizadas em seções de modo a facilitar os cálculos da transferência de calor. O vapor é coletado no topo da caldeira, enviado para o separador de água e vapor (que só exerce a sua função até uma determinada carga) e posteriormente para o primeiro superaquecedor, o ITS (Superaquecedor de Temperatura Intermediária). Do ITS o vapor vai para o segundo superaquecedor, o HTS (Superaquecedor de Alta Temperatura). O vapor superaquecido é enviado então para turbina de alta pressão, onde é expandido gerando trabalho. Este vapor é conduzido novamente para a caldeira entrando no primeiro reaquecedor, o LTR (Reaquecedor de Baixa Temperatura) e a seguir no HTR (Reaquecedor de Alta Temperatura). Do HTR o vapor segue novamente para a turbina. Nas correntes de entrada e internas de superaquecedores e reaquecedores é feito o controle de temperatura das correntes que vão para a turbina, chamado comumente de "atemperamento". Este controle consiste em injetar água líquida na corrente de modo que a temperatura do vapor não ultrapasse o *set point* desejado.

As variáveis conhecidas são: temperatura de entrada da água no ECO1, temperatura de entrada da água no LTR e temperatura do gás na câmara de combustão (resultado obtido pelo grupo da modelagem da cinética da reação de combustão).

3. Modelo de Transferência de Calor

Os fenômenos de transferência de calor que ocorrem na caldeira são:

- (1) nas paredes: troca de calor por radiação dos gases da combustão para os tubos da parede e troca por convecção da parede dos tubos para a água. Deve-se considerar também que há seções onde a convecção é bifásica;
- (2) na região de superaquecedores, reaquecedores e economizadores: transferência de calor dos gases para os bancos de tubos por radiação e convecção e transferência por convecção da parede dos tubos para o vapor.

Em cada seção de cálculo são feitas as seguintes considerações:

- temperatura dos gases constante e conhecida para a câmara de combustão;
- temperatura da parede constante;
- para fins matemáticos, os tubos da parede espiral foram tratados como horizontais, conforme a indicação de VDI-Wärmeatlas (1997);
- não foi considerada a resistência à condução na parede do tubo;
- cada zona troca calor apenas com sua vizinha imediata através de uma interface transparente, conforme a Figura 2.

Nas subseções seguintes serão discutidos, separadamente, os mecanismos de troca térmica envolvidos.

3.1 Radiação

O calor Q , em Watts, recebido por uma superfície i da fornalha é expresso por:

$$Q_i = A_i(H_i - B_i) \quad (1)$$

onde:

$$B_i = \varepsilon_i \sigma T_{p,i}^4 + \rho_i H_i \quad (2)$$

e

$$H_i = \sum_{j=1}^N F_{ij} \tau_{ji} B_j + \varepsilon_{gi} \sigma T_g^4 \quad (3)$$

A é a área da superfície [m²], H é o calor irradiado para a superfície e B é o calor emitido pela superfície, ambos em Watts. ε_i , $T_{p,i}$ e ρ_i são, respectivamente, emissividade, temperatura e refletividade da superfície. F_{ij} é o fator de forma de uma superfície em relação a outra e quantifica a fração de radiação emitida pela superfície i que é interceptada pela superfície j . τ_{ji} é a transmissividade do gás à radiação que é emitida de uma superfície para a outra. ε_g e T_g são, respectivamente, a emissividade e a temperatura da suspensão gasosa. σ é a constante de Stefan-Boltzmann.

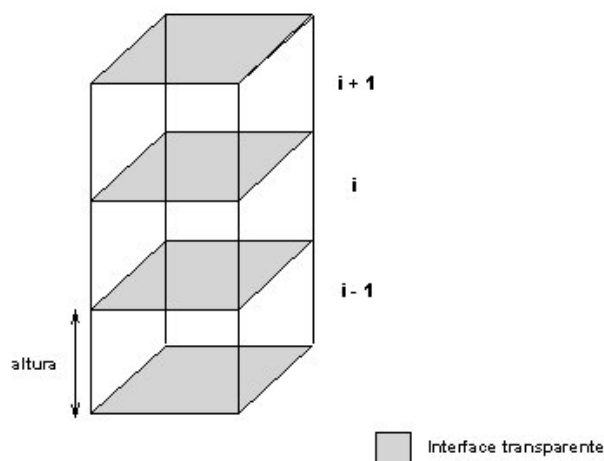


Figura 2. Divisão da caldeira em zonas.

A refletividade dos tubos foi considerada igual a zero e, como em cada seção, a temperatura da parede dos tubos é considerada constante, não há troca térmica radiativa entre os tubos. Assim, as equações 2 e 3 resultam em:

$$B_i = \varepsilon_i \sigma T_{p,i}^4 \quad (4)$$

e
$$H_i = \varepsilon_{gi} \sigma T_g^4 \quad (5)$$

Para calcular B e H , a temperatura das paredes da fornalha (T_p) e a temperatura dos gases de combustão (T_g) devem ser conhecidas. A temperatura dos gases é resultado da modelagem cinética da reação de combustão e a temperatura da parede é uma variável do modelo (que será resolvido de forma iterativa). A emissividade e absorptividade da suspensão gasosa (gás + partículas) foram calculadas de acordo com as equações descritas nas seções 3.1.1 à 3.1.5 (VDI-Wärmeatlas, 1997).

3.1.1 Radiação dos gases

A equação que está sendo utilizada para calcular a emissividade dos gases é:

$$\varepsilon_G = \sum_{i=1}^3 a_i \left(1 - e^{-k_{g,i} p_g s_{g,i}} \right) \quad (6)$$

$$a_i = b_{0i} + b_{1i} T_g$$

T_g é a temperatura dos gases [K], p_g é o somatório das pressões parciais do CO₂ (p_{CO_2}) e da H₂O (p_{H_2O}), $s_{g,i}$ é a espessura efetiva da camada gasosa e $k_{g,i}$, b_{0i} , b_{1i} são os coeficientes da correlação, descritos no VDI-Wärmeatlas (1997).

Para a absorptividade tem-se a seguinte expressão:

$$\varepsilon_G = \sum_{i=1}^3 a_i \left(1 - e^{-k_{gi} P_g S_{gi}} \right) \quad (7)$$

$$a_i = b_{0i} + b_{1i} T_g$$

T_p é a temperatura da parede dos tubos. Estas equações são válidas para $0,5 < \tau < 2$.

3.1.2 Radiação de partículas de fuligem

Por fuligem entendem-se aquelas partículas que contém predominantemente carbono em sua composição, cuja formação é originada na queima de hidrocarbonetos em fase gasosa. O diâmetro médio de partículas esféricas aglomeradas está entre 30 e 65 nm (Sarofim e Hottel, 1978). Uma aproximação frequentemente utilizada para a radiação de fuligem é:

$$\varepsilon_R = \sum_{i=1}^3 a_i \left(1 - e^{-k_{Ri} B_R S_{gi}} \right) \quad (8)$$

ε_R é independente do diâmetro das partículas de fuligem.

3.1.3 Radiação de partículas de carvão

A emissividade de nuvens de partículas de coque e carvão depende do tamanho individual das partículas. Para partículas maiores que 20 μm pode-se aplicar as leis da geometria óptica; no entanto, para partículas menores, isto não se aplica porque elas não exibem comportamento de radiação cinza. A consideração de radiação cinza de partículas de cinza e coque cujo diâmetro médio é 50 μm é suficientemente exata. Aqui será considerada a emissividade ε_K das partículas dada por:

$$\varepsilon_K = 1 - \exp\left(-\bar{Q}_{abs,K} \frac{3}{2\rho_K \bar{x}_K} B_K S_{gl}\right) \quad (9)$$

\bar{x}_K é o diâmetro médio de partícula seguindo a distribuição de Rosin Rammler (Sarofim & Hottel, 1978), $\bar{Q}_{abs,K}$ é a seção transversal efetiva de absorção ($0,8 \leq \bar{Q}_{abs,K} \leq 1$), B_K é a densidade das partículas de carvão/coque: 1200 - 1400 kg.m^{-3} para carvão e 600 - 1000 kg.m^{-3} para coque, B_K é a carga de partículas.

3.1.4 Radiação de partículas de cinza

A equação (9) aplica-se também à representação da emissividade, ε_A , das cinzas. As dificuldades de cálculo da radiação de partículas de cinzas estão na determinação da seção transversal efetiva de absorção $\bar{Q}_{abs,A}$ para absorção e na estimação da distribuição do tamanho de partícula. O índice de absorção é bastante dependente do comprimento de onda e do tipo de queima (Sarofim e Hottel, 1978; Lowe et al., 1979). No VDI-Wärmeatlas (1997) é recomendada a utilização de $\bar{Q}_{abs,A} = 0,2$ e $\rho_A = 2200 \text{ kg.m}^{-3}$ como valores representativos.

3.1.5 Características Radiativas da Suspensão Gasosa

Se for assumido que a radiação de todas as partículas é cinza, a emissividade pode ser representada de acordo com:

$$\varepsilon_S = 1 - (1 - \varepsilon_G) (1 - \varepsilon_R) (1 - \varepsilon_K) (1 - \varepsilon_A) \quad (10)$$

sendo que ε_R é calculado pela eq. (8), e ε_K e ε_A pela eq. (9). Para a absortividade:

$$\alpha_S = 1 - (1 - A_v) (1 - \varepsilon_R) (1 - \varepsilon_K) (1 - \varepsilon_A) \quad (11)$$

3.2 Convecção

A resistência térmica interna está associada ao mecanismo de convecção da água. Desse modo, o coeficiente interno de transferência de calor por convecção pode ser calculado a partir de uma correlação apropriada para o número de Nusselt, que é baseado no diâmetro interno dos tubos, d_i .

Na simulação numérica, existem 3 opções de correlação para o cálculo do Nu para o escoamento turbulento interno, sendo que a correlação recomendada é a de Gnielinski.

a) Correlação clássica Dittus-Boelter:

Para aquecimento:

$$Nu = 0,0243 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (12)$$

$$\text{Válida na seguinte região: } \begin{cases} Re > 10^4 \\ 0,7 < Pr \leq 170 \end{cases}$$

b) Hausen (Martinelli, 2002):

$$Nu = 0,116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (13)$$

$$\text{Válida na seguinte região: } \begin{cases} 2320 < Re \leq 10^6 \\ 0,6 < Pr \leq 500 \\ 1 < \frac{L}{d_i} < \infty \end{cases}$$

c) Gnielinski (Perry's, 1997):

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2} \right)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (14)$$

$$\text{onde: } f = 0,25 (1,82 \log(Re) - 1,64)^{-2} \quad (15)$$

$$\text{Válida na seguinte região: } \begin{cases} 2300 < Re \leq 10^6 \\ 0,6 < Pr \leq 2000 \\ 0 < \frac{d_i}{L} < 1 \end{cases}$$

As propriedades viscosidade dinâmica (μ), massa específica (ρ), calor específico (c_p) e condutividade térmica (k_f) são avaliadas na temperatura média do fluido. μ_p é a viscosidade dinâmica da água calculada na temperatura da parede. Todas as propriedades são calculadas, em função da temperatura, através de um pacote termodinâmico, em FORTRAN, que utiliza as equações recomendadas pelo IAPWS (International Association for the Properties of Water and Steam) (Fonseca Jr., 2003; Watanabe e Dooley, 2003; Wagner et al., 2000; Fernández-Prini e Dooley, 1998).

3.2.1 Convecção com mudança de fase

O fenômeno de evaporação é chamado de convecção evaporativa forçada quando este acontece dentro de um tubo aquecido por onde flui um líquido com alguma velocidade. Como a velocidade do fluido afeta o crescimento e separação das bolhas, o mecanismo e a hidrodinâmica da evaporação em convecção forçada é muito mais complexa que a simples evaporação de uma massa de líquido imóvel aquecida por uma superfície.

A correlação de Chen é recomendada tanto para regiões de líquido subresfriado quanto para regiões de evaporação convectiva forçada (Coulson & Richardson, 1997; CNSC Courses, 2003) e, por este motivo, foi escolhida para ser utilizada no modelo.

$$h_i = Fh_{\text{conv}} + Sh_{\text{pool}} \quad (16)$$

onde:

$$h_{\text{conv}} = 0.023 \left(G(1-x) \frac{d_i}{\mu_f} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu_f C_{p_f}}{k_f} \right)^{0.4} \left(\frac{k_f}{d_i} \right) \quad (17)$$

$$h_{\text{pool}} = 0.00122 \left(\frac{k_f^{0.79} C_{p_f}^{0.45} \rho_f^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_f^{0.29} H_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right) \Delta T_{\text{sat}}^{0.24} \Delta P_{\text{sat}}^{0.75} \quad (18)$$

Calor latente de vaporização (em J/Kg): $H_{fg} = 10^{-03} c_1 (1 - T_r)^{(c_2 + c_3 T_r + c_4 * T_r^2)}$, onde T_r é a temperatura reduzida.

$$\Delta T_{\text{sat}} = T_p - T_{\text{sat}} \quad \Delta P_{\text{sat}} = P_p - P_{\text{sat}} \quad (19)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (20)$$

$$F = 2.35 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736}, \quad X_{tt}^{-1} > 0.1 \quad (21)$$

$$F = 1, \quad X_{tt}^{-1} \leq 0.1$$

$$S = \left(\frac{1}{1 + 0,12 \text{Re}_{tp}^{1.14}} \right), \quad \text{Re}_{tp} < 32.5$$

$$S = \left(\frac{1}{1 + 0,42 \text{Re}_{tp}^{0.78}} \right), \quad 32,5 \leq \text{Re}_{tp} < 70 \quad (22)$$

$$S = 0,1, \quad \text{Re}_{tp} \geq 70$$

$$\text{Re}_{tp} = 0,0001 \frac{G d_i}{\mu_f}, \quad \Delta T_{\text{sat}} \geq 0 \quad (23)$$

$$\text{Re}_{tp} = 0,0001 \frac{F^{1.25} G (1-x) d_i}{\mu_f}, \quad \Delta T_{\text{sat}} < 0$$

$$G = \rho_f v \quad (24)$$

Os termos com índice f e g indicam as propriedades da água e do vapor, respectivamente.

O primeiro termo da eq. (16) é um termo convectivo (considera que todo o fluido está no estado líquido) de troca de calor que é calculado usando uma correlação de convecção forçada em fase única, multiplicado por um fator de enriquecimento. Este fator (F) é sempre maior que a unidade e leva em consideração o aumento da transferência de calor convectiva devido ao aumento da qualidade do vapor. O segundo termo é evaporativo e é uma modificação da correlação de Foster e Zuber para evaporação "mergulhada" (em inglês: *pool boiling*), multiplicada por um fator de supressão (S). Este fator é sempre menor que a unidade e considera a redução na camada limite térmica com o aumento do fluxo. Coulson e Richardson (1997) indicam o uso desta correlação para todas as etapas do processo de convecção com evaporação.

4. Resolução em Blocos do Modelo

O sistema foi dividido em 3 blocos - como mostrado na Fig. 1 - onde cada parte é resolvida separadamente. A resolução consiste de um laço externo no qual as variáveis de costura são a temperatura do gás da corrente 33 e as temperaturas do vapor na saída do HTS e HTR que são valores "setados" de acordo a carga da unidade. Cada bloco possui um laço interno onde é feito um número fixo de iterações. O modelo foi implementado na linguagem de programação FORTRAN 90.

4.1 Bloco I

O bloco I compreende os Economizadores I e II. As equações de balanço são as seguintes:

$$m_g C_{p_{g1}}(T_{34} - T_{35}) \stackrel{\mathbf{A}}{=} A_{e1} h_{e1} \left[\left(\frac{T_{34} + T_{35}}{2} \right) - T_{p1} \right] \stackrel{\mathbf{B}}{=} A_{i1} h_{i1} \left[T_{p1} - \left(\frac{T_2 + T_1}{2} \right) \right] \stackrel{\mathbf{C}}{=} m(1) C_{p1} (T_2 - T_1) \quad (25)$$

$$m_g C_{p_{g2}}(T_{33} - T_{34}) \stackrel{\mathbf{D}}{=} A_{e2} h_{e2} \left[\left(\frac{T_{33} + T_{34}}{2} \right) - T_{p2} \right] \stackrel{\mathbf{E}}{=} A_{i2} h_{i2} \left[T_{p2} - \left(\frac{T_2 + T_3}{2} \right) \right] \stackrel{\mathbf{F}}{=} m(2) C_{p2} (T_3 - T_2) \quad (26)$$

Onde: m é o fluxo mássico [kg/s], T_i é a temperatura da corrente i [K], $A_{e,i}$ é a área externa (e) ou interna (i) de troca térmica dos tubos [m^2], $T_{p,j}$ é a temperatura dos tubos da seção j [K] e $h_{e,i}$ o coeficiente de película interno (i) ou externo (e) aos tubos [W/m^2K]. As letras em negrito acima do sinal de igualdade indicam que as equações foram escritas da seguinte forma. Equação A: lado esquerdo da igualdade "menos" lado direito da igualdade "igual a" zero.

Neste bloco a variável conhecida é T_1 (temperatura de entrada da água no ECO1). A temperatura do gás na corrente 33 (T_{33}) é um valor conhecido por ser a variável de costura do laço externo. As temperaturas da parede externa dos ECO1 e 2 são arbitradas no início do cálculo. A seqüência de resolução das equações é mostrada na Tab. 1.

Tabela 1. Entradas e saídas das equações do Bloco I.

Entradas	Equação	Saídas
T_{p1}, T_1	C	T_2
T_{p2}, T_2	F	T_3
T_{p2}, T_{33}	D	T_{34}
T_{p1}, T_{34}	A	T_{35}

Com os valores calculados de T_2, T_3, T_{34}, T_{35} calculam-se os valores esperados de T_{p1} e T_{p2} através das equações B e E.

4.2 Bloco II

O bloco II compreende as paredes d'água e o ITS. Cada unidade é resolvida separadamente e em seqüência. Genericamente, para cada seção da parede as equações de balanço são as seguintes:

$$\text{Liq. ou Vapor} : 4A_{ei} h_{ei} [T_{29} - T_{p_i}] \stackrel{\mathbf{A}}{=} 4A_{ii} h_{ii} \left[T_{p_i} - \left(\frac{T_i + T_{i+1}}{2} \right) \right] \stackrel{\mathbf{B}}{=} m_i C_{p_i} (T_{i+1} - T_i) \quad (27)$$

$$\text{Saturado} : 4A_{ei} h_{ei} [T_{29} - T_{p_i}] \stackrel{\mathbf{A}}{=} 4A_{ii} h_{ii} [T_{p_i} - T_s] \stackrel{\mathbf{B}}{=} m_i H_{fg} \Delta q_x$$

Onde $A_{e,i,i}$ é a área externa (e) ou interna (i) dos tubos da parede d'água de apenas 1 parede, H_{fg} é o calor latente de vaporização [J/Kg], Δq_x é a diferença entre a qualidade das correntes de saída e entrada da seção e T_s é a temperatura de saturação [K].

Neste caso as variáveis conhecidas são T_{i-1} (temperatura da corrente de entrada da seção) e a temperatura do gás (genericamente chamado de T_{29}). A seqüência de resolução das equações é mostrada na Tab. 2.

Tabela 2. Entradas e saídas das equações do Bloco II.

Entradas	Equação	Saídas
Líquido ou Vapor		
T_{pi}, T_{i-1}, T_{29}	A	T_i
T_b, T_{i-1}	B	T_{pi}
Saturação		
T_{29}, T_s	A	T_{pi}
$T_{pi}, T_s, q_{x_{i-1}}$	B	q_{x_i}

Pode ser que a temperatura da corrente de saída de uma determinada seção resulte em um valor maior que o T_s . Isto indica que a corrente já entrou na zona de saturação. Para contabilizar este fenômeno são feitos os seguintes cálculos.

- a) Fluxo de calor necessário para aumentar a temperatura da corrente até a saturação:

$$Q_L = m(i)C_p(T_s - T_i) \quad (28)$$

b) Fluxo de calor disponível para iniciar a vaporização da água:

$$Q_s = Q_{rad} - Q_L \quad (29)$$

Q_{rad} é o fluxo total proveniente da troca térmica por radiação.

c) A qualidade da corrente de saída é calculada através da eq. (30):

$$qx(i) = \left(qx(i-1) + \frac{Q_c}{m(i)H_{fg}} \right) \quad (30)$$

Analogamente, no fim do processo de vaporização pode ser que a qualidade de uma determinada corrente alcance valores maiores do que 1. Neste caso os seguintes cálculos são procedidos:

a) Fluxo de calor disponível para aumentar a temperatura do vapor:

$$Q_V = m(i)H_{fg}(qx(i) - 1) \quad (31)$$

b) Fluxo de calor necessário para vaporizar completamente a água:

$$Q_s = Q_{rad} - Q_V \quad (32)$$

c) A temperatura da corrente é calculada através da eq. (33):

$$T_i = T_s + \frac{Q_c}{m(i)C_p} \quad (33)$$

As equações do ITS são:

$$m_g C_{p_{g16}}(T_{29} - T_{30}) \stackrel{\mathbf{A}}{=} A_{e16} h_{e16} \left[\left(\frac{T_{29} + T_{30}}{2} \right) - T_{p16} \right] \stackrel{\mathbf{B}}{=} A_{i16} h_{i16} \left[T_{p16} - \left(\frac{T_{17} + T_{18}}{2} \right) \right] \stackrel{\mathbf{C}}{=} \\ = m_{16} C_{p_{16}}(T_{18} - T_{17}) \quad (34)$$

Neste caso as variáveis conhecidas são T_{17} (temperatura da corrente de entrada do ITS) e a temperatura do gás que sai da câmara de combustão (T_{29}). A seqüência de resolução das equações é mostrada na Tab. 3.

Tabela 3. Entradas e saídas das equações do ITS (Bloco II).

Entradas	Equação	Saídas
T_{p16}, T_{17}	C	T_{18}
T_{29}, T_{p16}	A	T_{30}

Com os valores calculados de T_{18} , T_{30} calcula o valor esperado de T_{p16} através da equação B.

4.3 Bloco III

O bloco III compreende o HTS, LTR e HTR. As equações do balanço são:

$$m_g C_{p_{g17}}(T_{31} - T_{32}) \stackrel{\mathbf{A}}{=} A_{e17} h_{e17} \left[\left(\frac{T_{31} + T_{32}}{2} \right) - T_{p17} \right] \stackrel{\mathbf{B}}{=} A_{i17} h_{i17} \left[T_{p17} - \left(\frac{T_{20} + T_{19}}{2} \right) \right] \stackrel{\mathbf{C}}{=} \\ = m_{17} C_{p_{17}}(T_{20} - T_{19}) \quad (35)$$

$$m_g C_{p_{g18}}(T_{32} - T_{33}) \stackrel{\mathbf{D}}{=} A_{e18} h_{e18} \left[\left(\frac{T_{32} + T_{33}}{2} \right) - T_{p18} \right] \stackrel{\mathbf{E}}{=} A_{i18} h_{i18} \left[T_{p18} - \left(\frac{T_{22} + T_{21}}{2} \right) \right] \stackrel{\mathbf{F}}{=} \\ = m_{18} C_{p_{18}}(T_{22} - T_{21}) \quad (36)$$

$$m_g C_{p_{g19}}(T_{30} - T_{31}) \stackrel{\mathbf{G}}{=} A_{e19} h_{e19} \left[\left(\frac{T_{30} + T_{31}}{2} \right) - T_{p19} \right] \stackrel{\mathbf{H}}{=} A_{i19} h_{i19} \left[T_{p19} - \left(\frac{T_{23} + T_{24}}{2} \right) \right] \stackrel{\mathbf{I}}{=} \\ = m_{19} C_{p_{19}}(T_{24} - T_{23}) \quad (37)$$

Neste caso a variável conhecida é o T_{21} (temperatura da corrente de entrada do vapor no LTR). Da resolução do Bloco II são conhecidas: T_{19} e T_{30} . A seqüência de resolução das equações é mostrada na Tab. 4.

Tabela 4. Entradas e saídas das equações do Bloco III.

Entradas	Equação	Saídas
T_{19}, T_{p17}	C	T_{20}
T_{21}, T_{p18}	F	T_{22}
T_{30}, T_{p19}	G	T_{31}
$T_{31}, T_{p17}, T_{19}, T_{20}$	B	T_{32}
T_{32}, T_{p18}	D	T_{33}
T_{p19}, T_{23}	I	T_{24}

Com os valores conhecidos de $T_{30}, T_{31}, T_{32}, T_{33}, T_{21}, T_{23}$ e T_{24} , as temperaturas T_{p17}, T_{p18} e T_{p19} podem ser calculadas. Note que neste bloco são calculadas as variáveis de costura do laço externo.

5. Resultados da Simulação

A caldeira foi simulada para o caso em que a carga total da unidade era de 90MW. Por restrições de sigilo os dados são apresentados normalizados.

Na Tabela 5 é apresentada uma comparação entre os resultados do modelo e os dados de planta de temperatura disponíveis para algumas correntes. Estes resultados foram obtidos após 54 iterações. Foi possível obter resultados muito bons com erros relativos menores que 3%.

Tabela 5. Comparação entre os resultados obtidos na simulação e o valor experimental.

Variável	Experimental	Simulação	Erro %
T_3	1	0,97918	2,08
T_{16}	1	0,99969	0,03
T_{20}	1	0,97710	2,29
T_{22}	1	1,0085	0,85
T_{23}	1	1,0051	0,51

Na Figura 3 é mostrado o valor obtido para a qualidade da corrente de saída de cada seção da parede d'água. Nota-se que ao fim da seção 11 toda água já foi vaporizada.

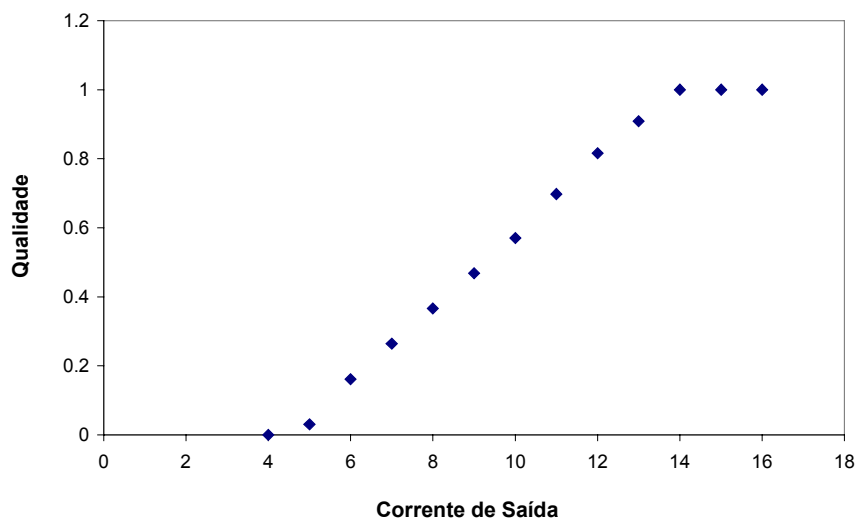


Figura 3. Qualidade do vapor (veja Figura 1 para a localização do número das correntes).

6. Conclusões

Neste trabalho foi apresentada e discutida a modelagem e simulação da transferência de calor em uma caldeira a carvão pulverizado. Foram considerados no modelo os fenômenos de radiação entre os gases e as superfícies da caldeira. Em termos convectivos, o modelo contempla, no interior do tubos, tanto escoamento unifásico quanto bifásico.

Neste último caso, foi utilizado um modelo de superposição (correlação de Chen) que considera que todos os fenômenos envolvidos no escoamento com mudança de fase podem ser representados por uma equação apenas.

Durante o desenvolvimento do modelo foram feitas algumas simplificações de modo a tornar o modelo robusto, isto é, completo o suficiente sem, no entanto, sobrecarregá-lo de tal forma que a sua resolução numérica fosse dificultada.

De acordo com os resultados obtidos, os autores acreditam que todos os fenômenos realmente importantes estão sendo considerados e que o modelo é capaz de simular adequadamente, no estado estacionário, a caldeira da CGTEE. Cabe ressaltar que o modelo já foi testado com outros pontos de operação da planta apresentando resultados similares aos ilustrados neste trabalho.

Agradecimentos

Os autores gostariam de manifestar o seu agradecimento pelo suporte financeiro concedido pela ANEEL-CGTEE-UFRGS, Projeto 4, 2002-2003 e a toda equipe de engenheiros e técnicos da CGTEE responsáveis pelo acompanhamento e discussão dos trabalhos realizados.

Referências Bibliográficas

- Bazzo, E. , 1995, "Geração de Vapor", 2ª ed., Florianópolis: Editora da UFSC.
- CNSC Training Courses: Fundamentals of Power Reactors, Module One: week1_02.pdf, Consultado em 28/08/03. <http://canteach.candu.org/catalog.html>.
- Coulson & Richardson's , 1997, "Chemical Engineering: Vol.6, Chemical Engineering Design", Oxford: Butterworth-Heinemann, 2ª edição revisada.
- Fernández-Prini, R.; Dooley, R.B, "Revised release on the IAPS formulation 1985 for the thermal conductivity of ordinary water substance". Consultado em 22/09/2003. <http://www.iapws.org/release.htm#REL>.
- Fonseca JR., J. G. S, 2003, "Análise Exergética de um Ciclo Rankine com Aquecimento Distrital: Estudo de uma Usina Termelétrica", Dissertação de mestrado, Eng. Mecânica, UFRGS.
- IMSL Fortran and C Application Development Tools, 1997, "Fortran Subroutines for Mathematical Applications", Math Library, vols. 1 e 2.
- Incropera, F. P; De Witt, D. P., 1990, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", New York: John Wiley & Sons.
- Lowe, A.; Stewart I. Mcc.; Wall, T. F., 1979, "17th Symp. (Int.) on Combustion", 105 – 114.
- Martinelli JR., L. "Apostila do curso de Transferência de Calor da UNIJUI". Consultado em 02/2003 no site <http://www.unijui.tche.br/~martinelli/index.html>.
- PERRY'S Chemical Engineers' Handbook , 1997, 7th ed., prepared by a staff of specialists under the editorial direction of late editor Robert H. Perry: editor, Don W. Green : associate editor, James O'Hara Maloney.
- Sarofim, A. F. & Hottel, H. C., 1978, "Proc. of 6th Int. Heat Transfer Conference", 6, 199-217. Citado por VDI-Wärmeatlas.
- VDI-WÄRMEATLAS, 1997. "Verein Deutscher Ingenieure" CD-ROM. VDI-Verlag.
- Wagner, W.; Cooper, J. R.; Dittmann, A.; Kijima, J.; Kretzschmar, H.-J.; Kruse, A.; Mares, R.; Oguchi, D., Sato, H.; Stöcker, I.; Sifner, O.; Takaishi, Y.; Tanishita, I.; Trübenbach, J.; Willkommen, Th., 2000, "The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the properties of water and steam", Transactions of ASME, 122, 150 - 182.
- Watanabe, K.; Dooley, R. B., "Revised release on the IAPS formulation 1985 for the viscosity of ordinary water substance", <http://www.iapws.org/release.htm#REL>, consultado em 22/09/2003.

SIMULATION OF A PULVERIZED COAL BOILER: HEAT TRANSFER

Luciane da Silveira Ferreira

Chemical Engineering Department. Federal University of Rio Grande do Sul. R. Luiz Englert, s/n. Campus Central – Zip code: 90040-040 – Porto Alegre – RS – Brasil. Tel: (+55 51) 3316-4163 – Fax: (+55 51) 3316-3277
e-mail: luciane@enq.ufrgs.br

Jorge Otávio Trierweiler

Chemical Engineering Department. Federal University of Rio Grande do Sul. R. Luiz Englert, s/n. Campus Central – Zip code: 90040-040 – Porto Alegre – RS – Brasil. Tel: (+55 51) 3316-4072 – Fax: (+55 51) 3316-3277
e-mail: jorge@enq.ufrgs.br

Lígia Ferreira Damasceno Marczak

Chemical Engineering Department. Federal University of Rio Grande do Sul. R. Luiz Englert, s/n. Campus Central – Zip code: 90040-040 – Porto Alegre – RS – Brasil. Tel: (+55 51) 3316-3304 – Fax: (+55 51) 3316-3277
e-mail: ligia@enq.ufrgs.br

Abstract

In this work the heat transfer modeling and simulation for a pulverized coal boiler is presented. The model was developed considering the division of the boiler in heat transfer sections. In each section, it was considered that the gas and tube surface temperatures are constant. Through the calculation of energy balance equations for each section it was possible to obtain the complete model for the boiler, resulting in a model with 57 equations, 57 decision variables and only 3 inputs. The model was appropriately simulated through the division of the unit in blocks, resulting in a sequential resolution of each block equations.

Keywords: boiler, heat transfer, modeling, simulation.