

ESTUDO DO RESFRIAMENTO DE UM TUBO DE AÇO EM LEITO CONTÍNUO ⁽¹⁾

José Leôncio Fonseca de Souza⁽²⁾

Márcio Ziviani⁽³⁾

Resumo

O modelo matemático tridimensional para transferência de calor por condução pode ser aplicado a diversos processos de aquecimento ou resfriamento de tubos nas indústrias siderúrgicas. Nesses modelos as condições de contorno descrevem as características térmicas do processo industrial. O presente trabalho utiliza o método numérico dos volumes finitos para resolver a equação de conservação da energia tridimensional, em coordenadas cilíndricas em regime transiente. Como condições de contorno são apresentados os processos de troca de calor por radiação e de convecção com o meio. O modelo foi empregado para simular o processo de resfriamento de um tubo em um leito contínuo da Vallourec & Mannesmann Tubes localizada em Belo Horizonte-MG, após tratamento térmico de revenimento.

Palavras-chave: Tratamento térmico; Método dos volumes finitos; Transferência de calor.

⁽¹⁾ Trabalho a ser apresentado no 60º Congresso Anual da ABM, 25 a 28 de julho de 2005, local: Minas Centro – Belo Horizonte - BH - Brasil.

⁽²⁾ Engenheiro Mecânico, Mestre, Engenheiro do Laboratório de Polímeros do Senai Euvaldo Lodi do SENAI-MG, Doutorando do Programa de Pós-Graduação E Engenharia Mecânica da UFMG.

⁽³⁾ Físico, Mestre, Doutor, Professor do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG.

1 INTRODUÇÃO

Em um processo de fabricação de tubos, estes passam por uma seqüência de tratamentos cujo objetivo é conferir-lhes as propriedades mecânicas e metalúrgicas demandadas pelo mercado.

Após a laminação, os tubos são submetidos a um processo de têmpera. Neste processo, eles são aquecidos a uma temperatura superior a temperatura de austenitização do material e em seguida submetidos a um resfriamento brusco, o que é feito submetendo-os a um jato de água de grande vazão. Esse resfriamento brusco confere aos tubos maior dureza e resistência mecânica, mas aumenta o nível de tensões internas do material.

Para promover o alívio dessas tensões residuais criadas pelo resfriamento no processo de têmpera, os tubos são submetidos a um processo de alívio de tensões chamado revenimento. Nesse processo, o produto é aquecido em forno a uma temperatura pouco abaixo da temperatura de austenitização e mantido nessas condições por um determinado tempo (chamado tempo de encharque), permitindo que a estrutura do aço se acomode, baixando o nível das tensões residuais.

Para que esse patamar de tensões inferiores possa se manter, o resfriamento dos tubos, ao saírem do forno de revenimento, deve ser lento e uniforme, evitando assim o reaparecimento de tensões internas. Para isso, os tubos que saem do forno de revenimento são desempenados mecanicamente para corrigir desvios geométricos e logo em seguida submetidos a um leito de resfriamento, onde os tubos esfriam expostos ao ambiente (Figura 1).

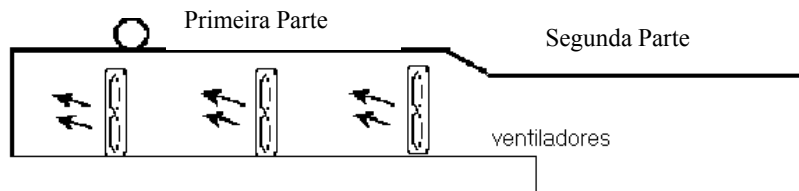


Figura 1. Representação esquemática do leito de resfriamento.

O objetivo deste trabalho, é desenvolver um modelo matemático tridimensional capaz de fornecer os perfis de temperatura de um tubo ao longo do tempo em um leito de resfriamento. O presente trabalho utiliza o método numérico dos volumes finitos para resolver a equação de conservação da energia tridimensional, em coordenadas cilíndricas em regime transiente. Como condições de contorno são apresentados os processos de troca de calor por radiação e de convecção com o meio. O modelo foi empregado para simular o processo de resfriamento de um tubo em um leito contínuo (Figura 1) da Vallourec & Mannesmann Tubes localizada em Belo Horizonte-MG, após tratamento térmico de revenimento.

2 MODELAGEM MATEMÁTICA

Problemas de aquecimento e resfriamento de geometrias cilíndricas podem ser resolvidos através da equação diferencial de difusão de calor. O modelamento matemático da condução de calor tridimensional em regime transiente e sem geração interna de calor é representado pela seguinte equação:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c T) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (\text{eq.1})$$

em que c é o calor específico, ρ a massa específica, k a condutividade térmica, T a temperatura, t o tempo, r a coordenada radial, θ a coordenada angular e z a coordenada axial.

O modelo proposto neste trabalho considera que os efeitos de rotação do tubo ao longo do leito de resfriamento são desprezíveis, podendo-se então utilizar a equação de difusão de calor (eq. 1) para um referencial fixo fora do tubo.

O tubo possui temperatura variável com a posição no momento em que entra no leito, ou seja:

$$T(r, \theta, z, 0) = T_{\text{ini}}(r, \theta, z) \quad (\text{eq. 2})$$

em que T_{ini} é a temperatura inicial.

Na primeira parte do leito a superfície externa do tubo troca calor por convecção e radiação para o ambiente. Portanto, tem-se:

em $r = r_e$, $0 \leq z \leq L$, $0 \leq \theta < 2\pi$ e $0 < t \leq t_{\text{Leito1}}$

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = q_{c_1} + q_r \quad (\text{eq.3})$$

onde: q_{c_1} é o calor perdido para o ambiente por convecção ; q_r é o calor perdido por radiação para o ambiente e t_{Leito1} é o tempo no qual o tubo permanece na primeira parte do leito.

A dissipação de calor convectiva é forçada devido à presença de 3 fileiras cada uma com 5 ventiladores. No modelo é assumido que o tubo não gira ao longo do leito, sendo submetido à incidência frontal dos jatos de ar que atingem sempre a mesma região do tubo.

A perda de calor por convecção q_{c_1} na superfície externa do tubo é dada por:

$$q_{c_1} = h_{\text{Local}} \cdot (T_{\text{sup}} - T_{\infty}) \quad (\text{eq. 4})$$

em que: h_{Local} é o coeficiente convectivo local ; T_{sup} a temperatura da superfície externa do tubo e T_{∞} a temperatura ambiente.

Fage e Falkner em Kreith (2003) obtiveram uma equação empírica do Número de Nusselt local devido a convecção forçada ao redor de um cilindro submetido a um jato frontal de ar. Os resultados foram validados para uma variação angular de 0 a 80° . Entretanto, como é necessário saber o Número de Nusselt local de 0 a 180° , tornou-se necessário utilizar os dados experimentais tabelados obtidos por Giedt em Kreith (2003) para altos números de Reynolds, devido ao escoamento de ar perpendicular a um cilindro circular, conforme a Figura 2 apresenta abaixo.

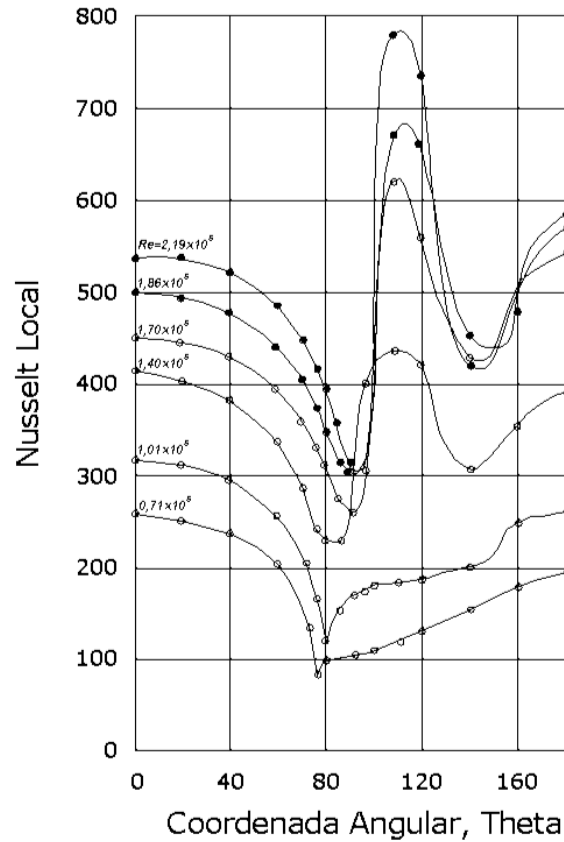


Figura 2. Número de Nusselt local x posição Angular em relação ao ponto de estagnação.

Considerando a superfície externa do tubo como sendo cinzenta e difusora e o meio envolvente como um corpo negro à temperatura ambiente, a perda de calor por radiação é dada pela expressão:

$$q_r = h_r \cdot (T_{\text{sup}} - T_{\infty}) \quad (\text{eq. 5})$$

onde:

$$h_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{\text{sup}} + T_{\infty}) \cdot (T_{\text{sup}}^2 + T_{\infty}^2) \quad (\text{eq. 6})$$

σ é a constante de Stefan-Boltzmann; ε é a emissividade do material do tubo; h_r é o coeficiente de transferência de calor radiativo linearizado.

Na segunda parte do leito a ausência de ventiladores determina uma convecção natural entre o tubo e o ambiente. Portanto, tem-se:

em $r = r_e$, $0 \leq z \leq L$, $0 \leq \theta < 2\pi$ e $t_{\text{Leito1}} < t \leq t_{\text{Leito2}}$

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = q_{c2} + q_r \quad (\text{eq.7})$$

onde: q_{c2} é o calor perdido para o ambiente por convecção; q_r é o calor perdido por radiação para o ambiente (eq. 5) e t_{Leito2} é o tempo no qual o tubo permanece no leito 2.

Herman em Kreith (2003), obtiveram a seguinte equação empírica do Número de Nusselt local ao longo da circunferência de um cilindro horizontal, em convecção natural laminar no ar:

$$\text{Nu}_{D\alpha} = 0,604 \text{Gr}_D^{1/4} \phi(\alpha) \quad (\text{eq.8})$$

onde:

$$Gr_D = \frac{g\beta(T_{sup} - T_{\infty})D^3}{\alpha\nu} \quad (\text{eq.9})$$

em que: β é o coeficiente de expansão; γ a aceleração da gravidade; α é a difusividade térmica; ν a viscosidade cinemática ; Gr_D o número de Grashof e Nu_D o número de Nusselt local.

O ângulo α é medido a partir do centro do cilindro horizontal e os valores numéricos da função $\phi(\alpha)$ são dados na Tabela 1, onde $\alpha = -90^\circ$ representa a posição frontal ao escoamento.

Tabela 1. Função $\phi(\alpha)$

α	-90	-60	-30	0	30	60	75	90
$\phi(\alpha)$	0,76	0,75	0,72	0,66	0,58	0,46	0,36	0

A perda de calor por convecção q_{c2} na superfície externa do tubo é dada por:

$$q_{c_2} = h_{Local} \cdot (T_{sup} - T_{\infty}) \quad (\text{eq. 10})$$

Na superfície interna do tubo tanto para a parte 1 como para a 2 do leito , a perda de calor o Leito I exclusivamente por radiação conforme a eq. 5, onde T_{sup} é a temperatura da superfície interna do tubo.

A superfície anular nas extremidades do tubo troca calor por convecção forçada e radiação com o ar ambiente na primeira parte do leito. Portanto, tem-se:

em $z = 0$, $z = L$, $r_i \leq r \leq r_e$, $0 \leq \theta < 2\pi$ e $0 < t \leq t_{Leito1}$

$$-k \frac{\partial T}{\partial z} = q_{c_3} + q_r \quad (\text{eq. 11})$$

em que: q_{c3} é o fluxo de calor por convecção forçada e q_r é a perda de calor por radiação da eq. 5, trocando T_{sup} por T_{anular} que é a temperatura da superfície anular do tubo.

Na literatura consultada, não foi encontrada uma equação empírica para a convecção forçada entre a superfície anular de um tubo horizontal aquecido e o ar. Uma aproximação razoável consiste em considerar essa superfície como uma placa plana vertical onde a dimensão característica seria a espessura do tubo.

O coeficiente convectivo para uma placa plana na situação de camada limite mista, admitindo que o número de Reynolds na transição seja 5×10^5 é calculado através das seguintes expressões em Incropera et al. (2003):

$$\overline{Nu}_L = (0,037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3} \quad (\text{eq. 12})$$

para $0,6 < Pr < 60$, $5 \times 10^5 < Re_L \leq 10^8$.

onde

$$Re_L = \frac{v_{\infty} \cdot e}{\nu} \quad (\text{eq. 13})$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h}_L \cdot e}{k_{ar}} \quad (\text{eq. 14})$$

em que: e é a espessura do tubo; Re_L o número de reynolds; \overline{h}_L é o coeficiente convectivo médio e v_{∞} a velocidade tangencial na superfície anular do tubo.

A perda de calor q_{c3} por convecção forçada é dada por:

$$q_{c3} = \overline{h}_L \cdot (T_{anular} - T_{\infty}) \quad (\text{eq. 15})$$

A superfície anular nas extremidades do tubo troca calor por convecção natural com o ar ambiente na segunda parte do leito. Portanto, tem-se: em $z = 0$, $z = L$, $r_i \leq r \leq r_e$, $0 \leq \theta < 2\pi$ e $t_{Leito1} < t \leq t_{Leito2}$

$$-k \frac{\partial T}{\partial z} = q_{c4} + q_r \quad (\text{eq. 16})$$

Na literatura consultada, também não foi encontrada uma equação empírica para a convecção natural na superfície anular de um tubo horizontal aquecido. Conseqüentemente, as considerações do item anterior foram novamente adotadas. Assumiu-se então, o coeficiente de transferência de calor para a convecção natural sobre uma placa plana vertical, onde o comprimento característico L é considerado como sendo a espessura do tubo.

O coeficiente convectivo para uma placa plana é calculado através das expressões de Churchill e Chu em Incropera et al. (2003):

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,670.Ra_L^{1/4}}{1 + \left[\left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (\text{eq. 17})$$

para $0 < Ra_L < 10^{12}$

onde

$$Ra_L = Gr.Pr = \frac{g.\beta.(T_{anular} - T_\infty).e^3}{\alpha\nu} \quad (\text{eq. 18})$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h}_L.e}{k_{ar}} \quad (\text{eq.19})$$

em que Ra_L é o numero de Rayleigh.

A perda de calor q_{c4} por convecção natural é dada por:

$$q_{c4} = \overline{h}_L.(T_{anular} - T_\infty) \quad (\text{eq. 20})$$

3 MÉTODO NUMÉRICO DE SOLUÇÃO

Devido a complexidade do resfriamento do tubo no leito, a equação diferencial de difusão de calor será resolvida usando-se o método numérico dos Volumes Finitos, conforme descrito por Patankar (1980).

Na solução da equação de difusão de calor (eq. 1) o domínio é discretizado em volumes de controle conforme mostrado na figura 3.

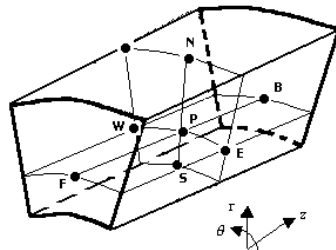


Figura 3. Volume de Controle Discretizado Tridimensional.

Realizando a integração da equação de difusão no volume de controle tridimensional (Figura 3) no intervalo de tempo de t a $t + \Delta t$ obtêm-se:

$$\int_{\Delta V} \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} (\rho c T) dt dV = \int_t^{t+\Delta t} \int_{\Delta V} \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] dV dt \quad (\text{eq. 21})$$

Integrando-se a eq. 21, considerando os fluxos de calor nas fases norte, sul, leste, oeste, frente e fundo do volume de controle da figura 3 e utilizando a formulação totalmente implícita, tem-se:

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + a_F T_F + a_B T_B + b \quad (\text{eq. 22})$$

em que P é o ponto do volume de controle em análise, que por sua vez fornecerá a respectiva equação discretizada como função dos pontos vizinhos N , S , E , W , F e B ; a_P , a_E , a_W , a_N , a_S , a_F , a_B e b são os coeficientes da eq. 22.

A equação diferencial eq. 1, é portanto substituída por um sistema de equações algébricas lineares que é resolvido pela técnica do TDMA linha por linha.

4 RESULTADOS

Os resultados numéricos obtidos por esse modelo foram confrontados com os resultados experimentais obtidos por Damasceno (2004). A Figura 4 mostra as localizações dos pontos de medições de temperaturas do tubo de teste nas coordenadas axiais e angulares. A posição axial está em milímetros.

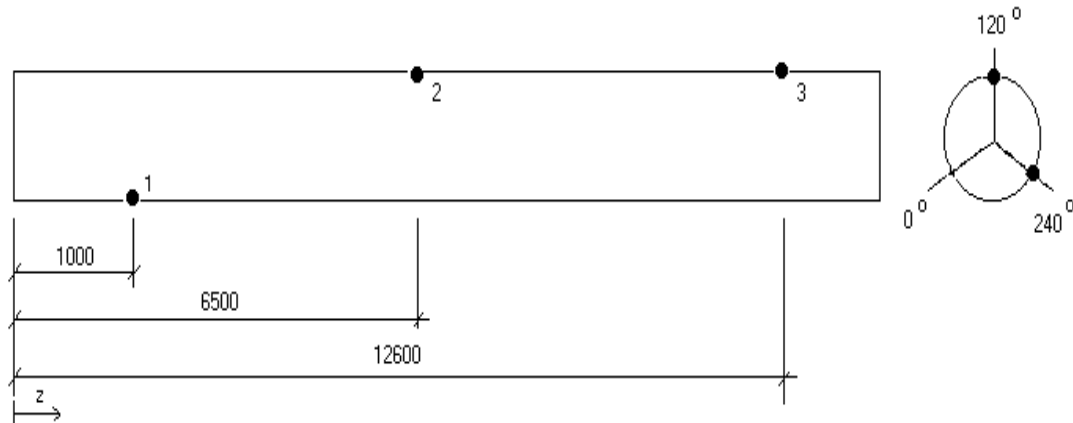


Figura 4. Pontos de medições distribuídos ao longo do tubo de teste.

A Tabela 2 apresenta os parâmetros utilizados para a simulação numérica.

Tabela 2. Parâmetros geométricos e de execução.

I – Parâmetros Geométricos	III - Parâmetros de Execução
1. Diâmetro Externo do Tubo: 244,50 mm	1. N ^o de volumes de controle: $n_z = 20$, $n_r = 5$ e $n_\theta = 20$
2. Espessura do Tubo: 11,05 mm	2. Intervalo de Tempo : 15 s
3. Comprimento do Tubo: 13,20 m	3. Tempo de permanência no leito 1: 1800s
	4. Tempo de permanência no leito 2: 2340s

O número de volumes de controle utilizados na simulação numérica é justificado através do teste de malha. A Figura 5 apresenta o teste de malha realizado para o ponto 2 (Figura 4) . Os resultados numéricos mostram que o perfil de temperatura ao longo do tempo não varia com o aumento do número de volumes de controle a partir de $n_z = 10$, $n_r = 5$ e $n_\theta = 20$.

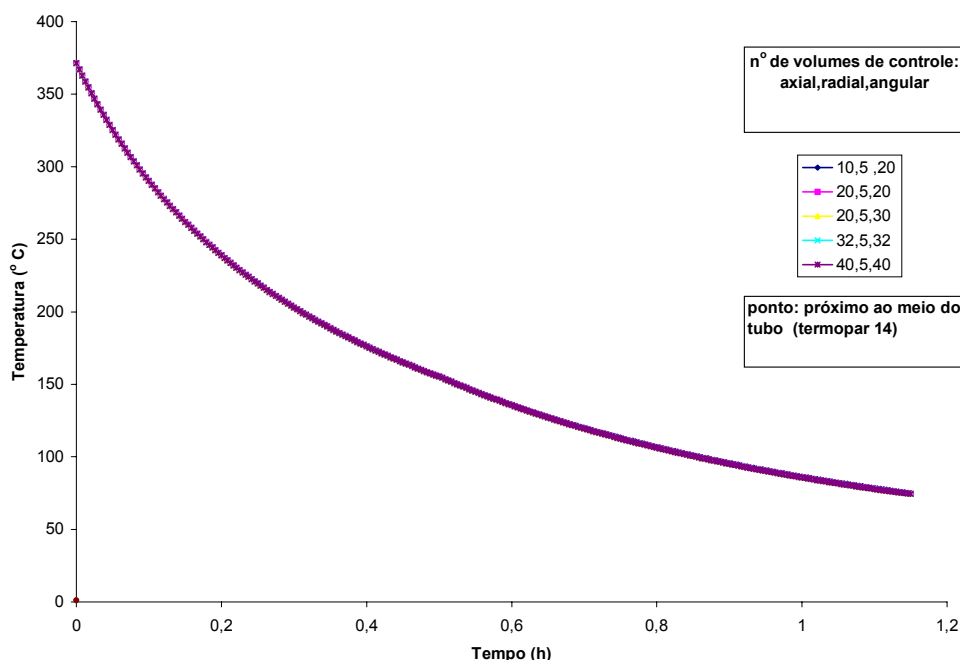


Figura 5. Teste de Malha – Ponto 2 (Figura 4).

A simulação numérica também considerou:

1. o tubo parado tanto na primeira quanto na segunda parte do leito;
2. a temperatura da vizinhança como sendo a média das temperaturas do ambiente medidas, variando com o tempo;
3. a temperatura experimental inicial do tubo em função de r, θ e z ;
4. simetria na direção axial;
5. a velocidade do ar constante ao longo do tempo de permanência do tubo na primeira parte do leito (6,7 m/s);
6. o ponto de estagnação em $\theta = 225^\circ$;
7. equações do calor específico, da massa específica e da condutividade térmica do aço, variando com a temperatura.

8. a composição química aproximada do aço do tubo como sendo: 0,23% de C, 0,11% de Si, 0,635% de Mn, 0,034% de S, 0,034% de P, 0,074% de Ni, 0,130% de Cu, 0,010% de Al e 0,035% de As.

Os gráficos apresentados nas Figuras 6 a 8 apresentam os resultados numéricos e experimentais do problema acima descrito nas extremidades e na região central do tubo. A literatura não é precisa quanto à variação da emissividade do aço com a temperatura (Kreith,2003). Os resultados variam de 0,7 a 0,8. Por isso, apresentamos em cada gráfico simulações numéricas com emissividades de 0,7 , 0,76 e 0,8. A figura 6 é referente a posição 1 do termopar, que está na extremidade oposta a entrada do galpão de tratamento térmico. A Figura 7 é referente a posição 2 do termopar, que está localizado aproximadamente no meio do tubo e a figura 8 é referente a posição 3 do termopar, que está na extremidade próxima a entrada do galpão de tratamento térmico.

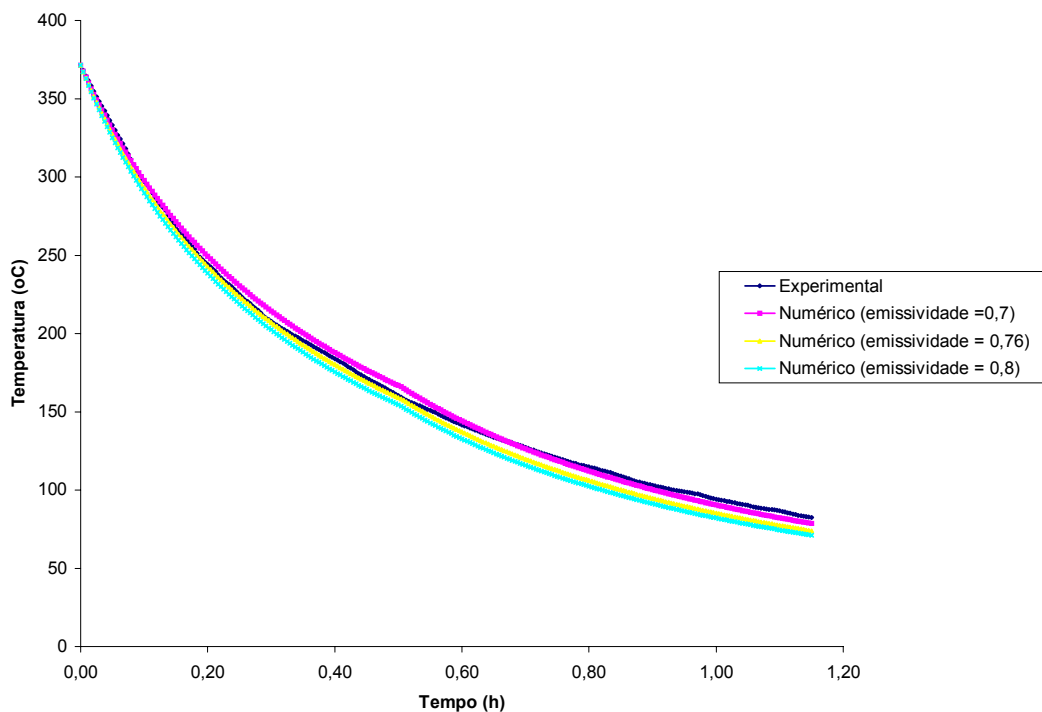


Figura 6. Resultado Experimental – Posição 1 X Resultado Numérico.

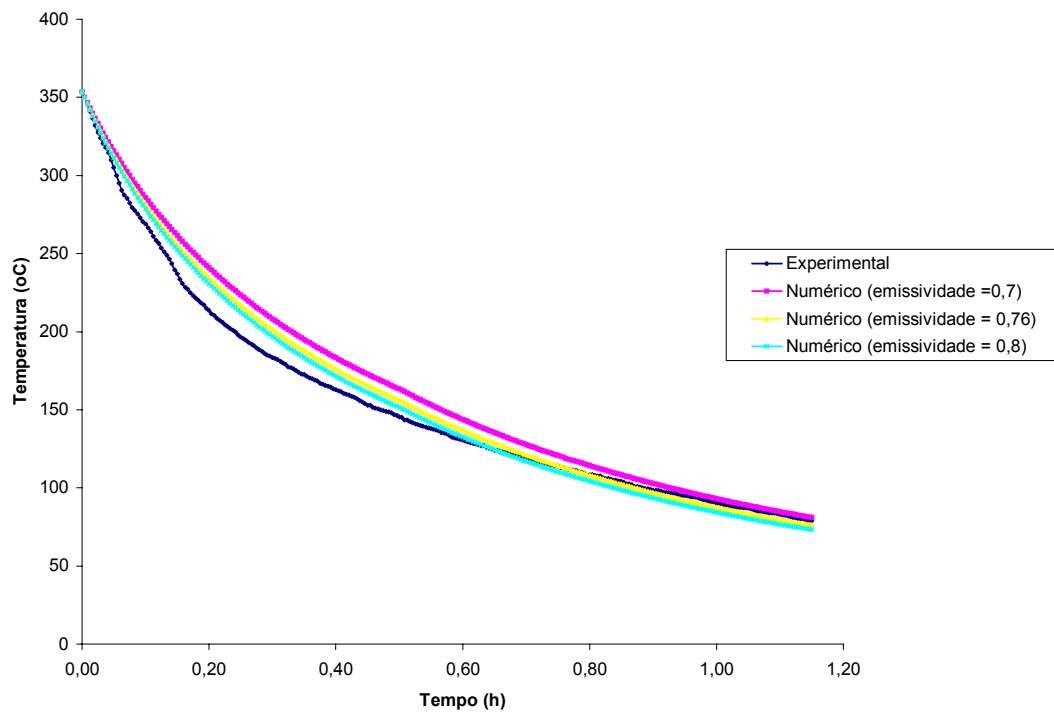


Figura 7. Resultado Experimental – Posição 2 X Resultado Numérico.

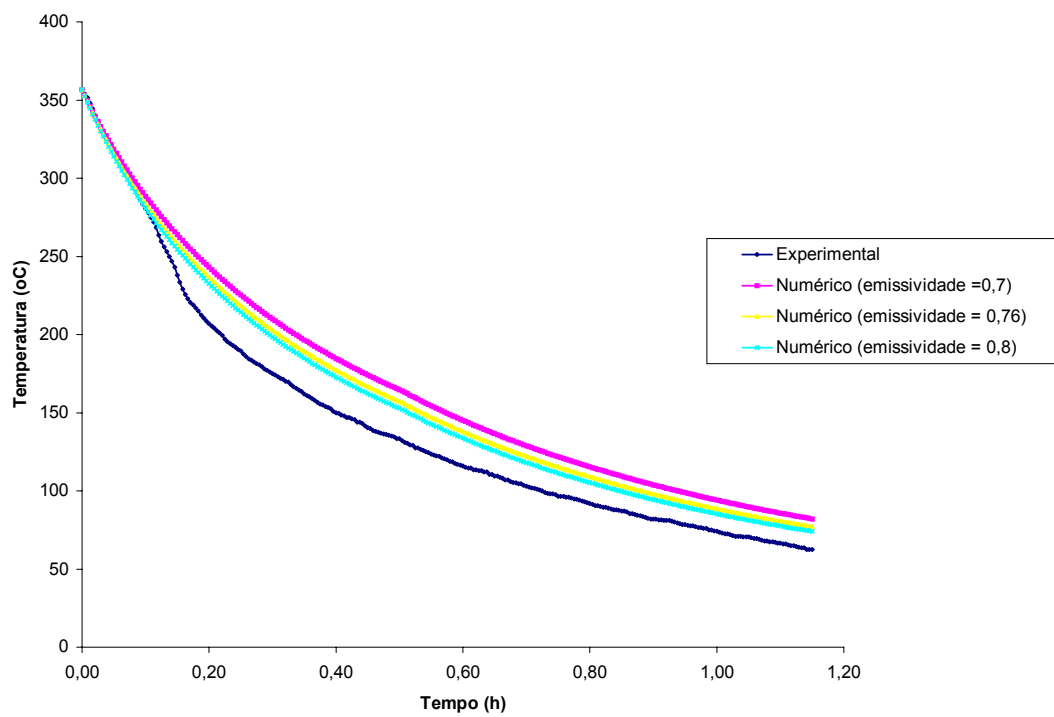


Figura 8. Resultado Experimental – Posição 3 X Resultado Numérico.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresenta um modelo matemático tridimensional para transferência de calor por condução que pode ser aplicado a diversos processos de aquecimento ou resfriamento de tubos nas indústrias siderúrgicas. O modelo matemático a ser desenvolvido vai depender das condições de contorno que descrevem as características térmicas do processo industrial.

Da análise dos resultados pode-se concluir que:

1. A variação da emissividade do aço com relação aos resultados numéricos foram praticamente os mesmos, desvio máximo de 12 °C e médio de 8,0 °C.
2. Os dados experimentais estão de acordo com os resultados numéricos obtidos na extremidade oposta à entrada do galpão onde a porta fica sempre aberta, mostrando que o modelo proposto caracteriza bem a região que não está sendo influenciada pelo ambiente externo ao galpão. O melhor resultado foi obtido para emissividade igual a 0,7 , sendo observado um desvio médio de 3,5 °C.
3. Os dados experimentais em comparação aos resultados numéricos obtidos próximo ao meio do tubo mostraram que o modelo evidencia um menor resfriamento em comparação aos dados experimentais na primeira parte do leito. Este efeito vai diminuindo ao longo do tempo, praticamente desaparecendo na segunda parte do leito. O melhor resultado foi obtido para emissividade igual a 0,8 , sendo observado um desvio médio de 7,2 °C.
4. Os dados experimentais em comparação aos resultados numéricos obtidos próximo à extremidade onde se encontra a porta do galpão mostraram que o modelo necessita de uma maior análise do fenômeno físico nesta região, pois evidencia um menor resfriamento em comparação aos dados experimentais ao longo da maior parte do leito. Este efeito vai diminuindo ao longo do tempo, praticamente desaparecendo na segunda parte do leito. O fato do modelo não ter considerado a temperatura ambiente experimental próxima ao tubo ao longo do seu comprimento é um fator que influenciou no resultado. O melhor resultado foi obtido para emissividade igual a 0,8 , sendo observado um desvio médio de 15 °C.
5. Torna-se necessário estudar as condições de contorno radiativas do modelo, considerando fatores de forma, bem como as condições de contorno convectivas, visando minimizar a influência da porta aberta do galpão.

Agradecimentos

Os autores agradecem à Vallourec & Mannesmann Tubes localizada em Belo Horizonte-MG, pela disponibilização da infra-estrutura necessária à realização deste trabalho.

BIBLIOGRAFIA

1. BURMEISTER, L. C. Convective Heat Transfer. 1.ed. New York: John Wiley & Sons, 1983.
2. DAMASCENO, J. Modelagem Física, em escala real, do Processo de Resfriamento de Tubos durante o Revenimento na Linha da Vallourec & Mannesmann Tubes. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-graduação

em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2004.

3. KREITH F. E BOHN M. S. . Princípios da Transferência de Calor. 6.ed. Thomson, 2003.
4. INCROPERA F. P. E WITT D. P. .Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 5.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2003.
5. PATANKAR, S. V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere Publishing Corp.,Washington, p.197,1980.
6. PATANKAR, S. V. Computation of Conduction and Duct Flow Heat Transfer. Maple Grove: Innovative Research, Inc., p. 353,1991.

STUDY OF THE COOLING A TUBE OF STEEL OF CONTINUOUS BED⁽¹⁾

*José Leôncio Fonseca de Souza⁽²⁾
Márcio Ziviani⁽³⁾*

Abstract

The three-dimensional mathematical model for transfer of heat for conduction can be applied to several heating processes or cooled of tubes in the metallurgical industries. In those models the outline conditions describe the thermal characteristics of the industrial process. The present work uses the numeric method of the finite volumes to solve the equation of conservation of the three-dimensional energy, in cylindrical coordinates in transient regime. As outline conditions are presented the processes of change of heat by radiation and of convection with the middle. The model was used to simulate the process of cooled of a tube in a continuous bed of Vallourec & Mannesmann Tubes located in Belo Horizonte-MG, after heat treatment of reveniment.

Key-words: Heat treatment; Finite volumes method; Heat transfer.

⁽¹⁾ Paper present to 60th Annual Congress ABM , 25 to 28 of July of 2005, Minas Centro – Belo Horizonte - MG - Brazil.

⁽²⁾ Mechanical Engineer, M. Sc., Engineer of the Polymers Laboratory of Senai Euvaldo Lodi of SENAI-MG, Doctor student of Engineering Department of UFMG.

⁽³⁾ Physical, M. Sc., Dr., Professor of Mechanical Engineering Department of UFMG.