

ESTUDO DE REDUÇÃO DO TEMPO NO PROCESSO DE RESFRIAMENTO DE BOBINAS DE ALUMÍNIO

Pedro Magalhães Sobrinho

Paulo Magalhães Filho

UNESP- Universidade Estadual Paulista, Departamento de Energia, Guaratinguetá, SP, Brasil, 12500-000, E-mail: sobrinho@feg.unesp.br

Resumo

Neste trabalho avalia-se o processo de resfriamento de bobinas de alumínio de peso aproximado igual a 9 toneladas. O resfriamento é uma etapa do processo produtivo que, dependendo da forma em que é realizado, pode ser demorado. Neste estudo, propõe-se alternativas para reduzir em 50% o tempo gasto nesta etapa. Faz-se uma análise teórica do processo de resfriamento e, a partir de uma modelagem experimental em escala 1:8, são obtidas soluções que se mostraram adequadas quando da aplicação de escala 1:1. Apresenta-se resultados comparativos do comportamento térmico da bobina, face a diferentes condições de insuflamento do ar de resfriamento, avaliando-se a possibilidade dele ser usado nas condições ambientes. Para cada caso apresenta-se as relações de potência e vazão do ventilador, a serem empregadas.

Palavras-chave: Alumínio, Transferência de Calor, Resfriamento

1. INTRODUÇÃO

O estudo visa propor uma solução destinada à redução do tempo de resfriamento de bobinas de alumínio em um determinado processo de laminação. Através de um trabalho de parceria entre a ALCAN Alumínio do Brasil e a UNESP - Campus de Guaratinguetá, criou-se a oportunidade, do desenvolvimento do estudo, buscando encontrar uma otimização no processo de produção, já que os procedimentos até então empregados, não mais satisfaziam as crescentes necessidades da empresa.

O conjunto estudado é composto de um carretel, no qual, é enrolada a chapa de liga de alumínio ASTM 3004, que, possui características na faixa de temperatura de estudo, entre 40 a 380 °C, segundo Metals (1979) e Aluminum (1984), tais como; condutividade térmica em função da temperatura ($k_{al} = 148,395 + (8,311 \times 10^{-2})T - (1,147 \times 10^{-4}) T^2$ [W/mK]; calor específico ($C_{p,al} = 892$ [J/kgK]; massa específica ($\rho_{al} = 2707$ kg/m³). As dimensões da bobina são (ALCAN,1999); diâmetro externo ($d_{eB} = 1,7$ m; diâmetro interno ($d_{iB} = 546,1 \times 10^{-3}$ m; comprimento ($L_B = 1,6$ m.

As características do carretel, cujo material é de aço centrifugado, são (ALCAN,1999); diâmetro externo ($d_{eE} = 546,1 \times 10^{-3}$ m; diâmetro interno ($d_{iE} = 508 \times 10^{-3}$ m; espessura ($e_E = 19,05 \times 10^{-3}$ m; comprimento ($L_E = 2,050$ m; coeficiente de condutividade térmica ($k_{aço} = 43$ [W/mK]; calor específico ($C_{p,aço} = 473$ [J/kg K]; massa específica [kg/m³] ($\rho_{aço} = 7800$ [kg/m³].

2. ESTIMATIVA DO COEFICIENTE DE PELÍCULA

Para a determinação da quantidade de calor armazenada, considera-se a faixa de temperatura do estudo, temos:

- Para o carretel:

$$Q_e = \rho_{aço} V_E C_{p_{aço}} (T_m - T_a) \quad (1)$$

onde: Q_e = quantidade de calor do carretel [W]

T_a = temperatura ambiente [°C]

T_m = temperatura do material [°C]

V_E = volume do carretel [m³]

e para a bobina;

$$Q_b = \rho_{al} V_B C_{p_{al}} (T_m - T_a) \quad (2)$$

onde: Q_b = quantidade de calor da bobina [W]

V_B = volume da bobina [m³]

Substituindo os valores considerados, tem-se como quantidade de calor armazenada por conjunto carretel - bobina , $2,7588 \times 10^9$ [J].

Utilizando um modelo por análise concentrada, estamos admitindo que a resistência térmica interna a transmissão de calor por condução do sistema é tão pequena que a temperatura dentro do sólido é praticamente uniforme em qualquer instante. Essa simplificação se justifica quando a resistência térmica externa entre a superfície do sistema e o meio envolvente, é tão grande, comparada à resistência térmica interna do sistema, que a primeira controla o processo de transmissão de calor. Para tal devemos ter o número de Biot (Arpaci, 1966), igual a:

$$\frac{h \left(\frac{V}{A} \right)}{k} < 0,1 \quad (3)$$

onde:

A = área [m²]

h = coeficiente de película [W/m² °C]

k = coeficiente de condutividade térmica [W/mK]

V = volume [m³].

Analisa-se então, separadamente o conjunto carretel-bobina.

Considerando, para a bobina, que a direção principal da troca de calor é no sentido radial, a superfície de troca será então, $A_B = 8,545$ m². Substituindo os dados na equação (3), e observando a faixa de temperatura de 313K (40°C) a 653 K (380 °C), tem-se para a temperatura de fim de processo 313K, $h_{313K} < 42,81$ W/m² °C, e para a temperatura de início de processo 653K, $h_{653K} < 40,34$ W/m² °C. Comparando os coeficientes de película encontrados, verifica-se que a situação mais crítica encontra-se no final do processo.

Para o carretel, a direção principal da troca de calor é também no sentido radial e a superfície de troca será então, $A_E = 3,272 \text{ m}^2$. Da equação (3), tem-se que; $h < 217,594 \text{ W / m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Com base nos cálculos apresentados, pode-se afirmar que, qualquer valor do coeficiente de película, inferior a $40,342 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ para a superfície da bobina, satisfaz a condição do estudo do modelo por análise concentrada. Esse modelo considera duas situações independentes, para o aço e para o alumínio. Tem-se as trocas de calor representadas pela equação (4):

$$q = hA(T - T_\infty) = -C_p \rho V \frac{\partial T}{\partial \zeta} \quad (4)$$

onde:

C_p = calor específico [J/kg K]

q = quantidade de calor [J]

T = temperatura as superfície [K]

T_∞ = temperatura do fluxo de ar [K]

Cuja solução é dada por :

$$\frac{T - T_\infty}{T_o - T_\infty} = e^{-D} \quad (5)$$

onde:

T_o = temperatura inicial [K]

$$D = \frac{h A \zeta}{\rho C_p V} \quad (6)$$

onde: ζ = número de horas [h]

resultando em :

$$h = \frac{-\rho C_p V}{A \zeta} \left(\ln \frac{T - T_\infty}{T_o - T_\infty} \right) \quad (7)$$

3. PROPOSTAS PARA REDUÇÃO DO TEMPO DE RESFRIAMENTO

As características encontradas para o sistema de resfriamento existente na planta industrial, consistem de: seis ventiladores; vazão nominal do ventilador: $88.781 \text{ Nm}^3/\text{h}$; velocidade de descarga nominal: 20 m/s ; disposição dos ventiladores: axial ao conjunto de uma fila de bobinas.

Com o objetivo da redução do tempo de resfriamento estuda-se alternativas, que são propostas a seguir:

- a) Diminuição da temperatura de insuflamento do ar sobre a superfície de resfriamento das bobinas
- b) Aumento da velocidade de passagem do ar pela superfície de resfriamento das bobinas

3.1-Diminuição da temperatura de insuflamento do ar sobre a superfície de resfriamento das bobinas

Utilizando a equação 7, variando o valor da temperatura de insuflamento do ar (T_∞), e alternando as propriedades para o aço e para o alumínio, obteve-se as curvas de

comportamento do coeficiente de película nas condições de 20 horas e 8 horas, apresentadas na Figura 1.

3.2) Aumento da velocidade de passagem do ar pela superfície de resfriamento das bobinas

Para análise desta condição, fez-se necessário a coleta de dados na planta industrial, onde o processo de resfriamento se caracterizava por filas de 4 bobinas. A estimativa do valor do coeficiente de película, baseia-se em situações médias, encontradas para a bobina mais próxima do ventilador (bobina 1) e a última bobina da fila, conforme descrito a seguir:

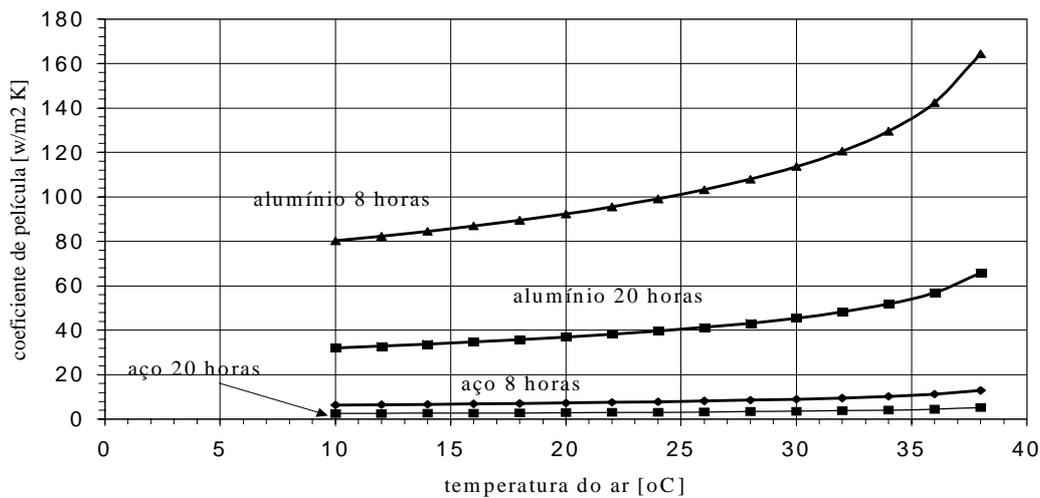


Figura 1: Influência da temperatura de insuflamento do ar no coeficiente de película, na situação de 20 horas e de 8 horas

- Condição do ar dentro do carretel (bobina 1) : $Pr = 0,7$; velocidade no interior ($V_{ar\ e1}$) = 16,58 m/s; coeficiente de condutividade térmica (k_{ar}) = 0,027 W/m °C; calor específico ($C_{p\ ar}$) = 1006,5 J /kg K; massa específica (ρ_{ar}) = 1,13 kg / m³; temperatura na entrada do carretel (t_{eE}) = 33,6 °C; temperatura na saída do carretel (t_{eS}) = 36,2 °C; viscosidade cinemática (ν_{ar}) = 16,95 x 10⁻⁶ m²/s.

Assim para a situação, tem-se; $Re = 4,97 \times 10^5$ e $\frac{L_E}{d_{iE}} = 4,035$.

Sendo o número de Nusselt dado por Allen e Eckert (1964):

$$Nu_d = 0,036 Re_d^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d_{iE}}{L_E} \right)^{0,055} = 1080,27 \quad (8)$$

ou por Dittus e Boelter $Nu_d = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^{0,3} = 745,2 \quad (9)$

Considerar-se-á o menor valor, $Nu_d = 745,2$, assim,

$$Nu_d = \frac{hd_{iE}}{k_{ar}} \quad (10)$$

Substituindo os dados considerados na equação (10), temos $h = 39,6 \text{ W / m}^2 \text{ K}$.

- Condição do ar dentro do carretel (última bobina): velocidade no interior do carretel ($V_{\text{aren}} = 9,8 \text{ m/s}$; $t_{\text{eE}} = 35,8 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{\text{eS}} = 36,8 \text{ }^\circ\text{C}$).

Assim, considerando os demais dados anteriores como constantes, tem-se para a situação: $Re = 2,93 \times 10^5$. Substituindo os valores nas equações (8), (9) e (10), tem-se: $h = 26 \text{ W / m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tanto na situação da bobina 1 quanto da última bobina, o coeficiente de película está abaixo do valor limite para a modelagem concentrada, conforme mostrado no item 2.

A vazão de ar que passa no interior do carretel determina-se pela equação (11):

$$m_{\text{ar}} = \frac{V_{\text{ar e1}} + V_{\text{ar en}}}{2} \times S_{\text{iE}} \times \rho_{\text{ar}} \quad (11)$$

onde:

m_{ar} = vazão mássica de ar [kg/s]

Substituindo, tem-se a vazão de $2,7 \text{ Nm}^3/\text{s}$. Como a vazão do ventilador é de $24,7 \text{ Nm}^3/\text{s}$, restam $22,0 \text{ Nm}^3/\text{s}$, os quais passam pela parte de fora das bobinas. Considerar-se-á então, para efeito de cálculo de Reynolds, uma região cilíndrica com diâmetro externo de $2,3 \text{ m}$ envolvendo a bobina.

-Condição para a bobina 1:

Os mesmos valores das grandezas utilizados no cálculo do escoamento no interior do carretel; velocidade na bobina 1 ($V_{\text{ar b1}} = 8,67 \text{ m/s}$) e, conseqüentemente, $Re = 3,07 \times 10^5$, substituindo os valores nas equações (8), (9) e (10), tem-se $Nu_d = 508,3$ e $h = 22,87 \text{ W / m}^2 \text{ K}$.

-Condição para a última bobina:

Para a última bobina, temos: $V_{\text{ar bn}} = 2,83 \text{ m/s}$, portanto, $Re = 1,00 \times 10^5$, $Nu_d = 206,7$ e $h = 9,3 \text{ W / m}^2 \text{ K}$.

Verifica-se que para a situação que se deseja, ou seja diminuir o tempo de resfriamento, é necessário aumentar o coeficiente de película para atingir o objetivo desejado.

Visando determinar a melhor maneira de insulfamento de ar na bobina, foi desenvolvido um banco de ensaio, adaptado de forma a se conseguir uma condição apropriada para atender os modelos em escala 1:8. Empregou-se para a obtenção dos resultados experimentais os seguintes equipamentos: anemômetro, placa de orifício, termopares do tipo cobre-constantan, termômetro digital e cronômetro. Os testes foram realizados em bancada conforme norma AMCA/ANSI -STANDART -210/74.

Para o monitoramento da temperatura tomou-se a temperatura de 5 pontos em cada bobina. Os pontos foram dispostos da seguinte maneira: um na superfície da bobina, dois próximos ao carretel e dois no centro da bobina.

Definiu-se que, o estudo do resfriamento seria subdividido nos seguintes casos; resfriamento com a bobina dentro de um bocal (metade da bobina dentro do bocal); resfriamento com a bobina afastada do bocal (completamente fora do bocal); resfriamento com a bobina invertida ao eixo (posição de mesmo eixo longitudinal ao bocal).

Os resultados obtidos nos ensaios são apresentados nas Figuras 2 e 3, em valores de temperatura de superfície da bobina.

4. CÁLCULO DE PARÂMETROS PARA EMPREGO DAS SOLUÇÕES ESTUDADAS

4.1. Vazão de ar necessária por bobina

Empregando a equação (12), com a temperatura de saída do ar após a passagem pela bobina ($t_{\text{arS}} = 36,2 \text{ }^\circ\text{C}$ (valor real obtido no local, após a primeira bobina), variando o tempo de

resfriamento (ζ) entre 8 e 16 horas, e a temperatura do ar de insuflamento entre 25 e 34,5 °C, tem-se os resultados apresentados na Figura 2.

$$m_{ar} = \frac{Q_e + Q_b}{\zeta C p_{ar} (t_{arS} - t_{arE}) \rho_{ar}} \quad (12)$$

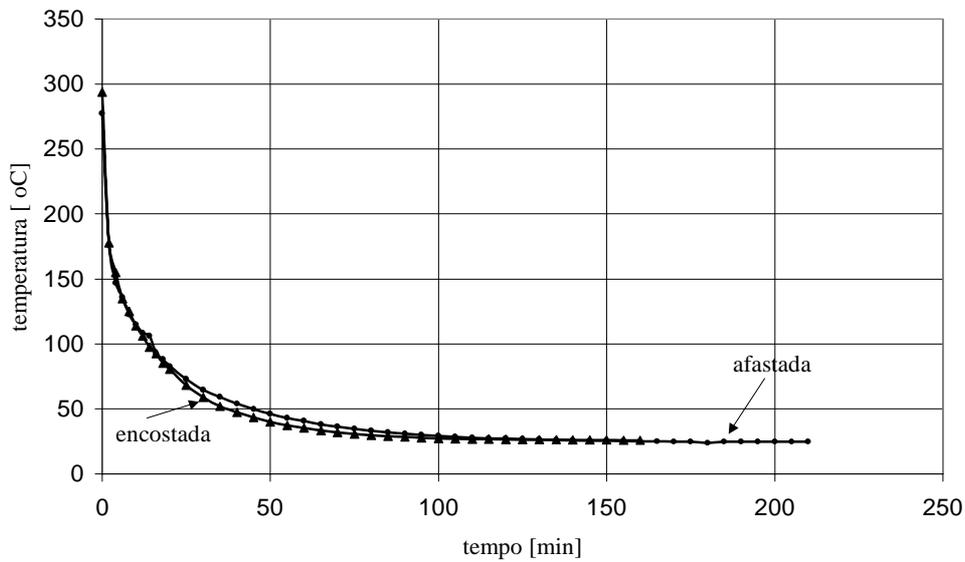


Figura 2: Tempo de resfriamento comparativo (superfície) entre bobina afastada x bobina encostado no bocal.

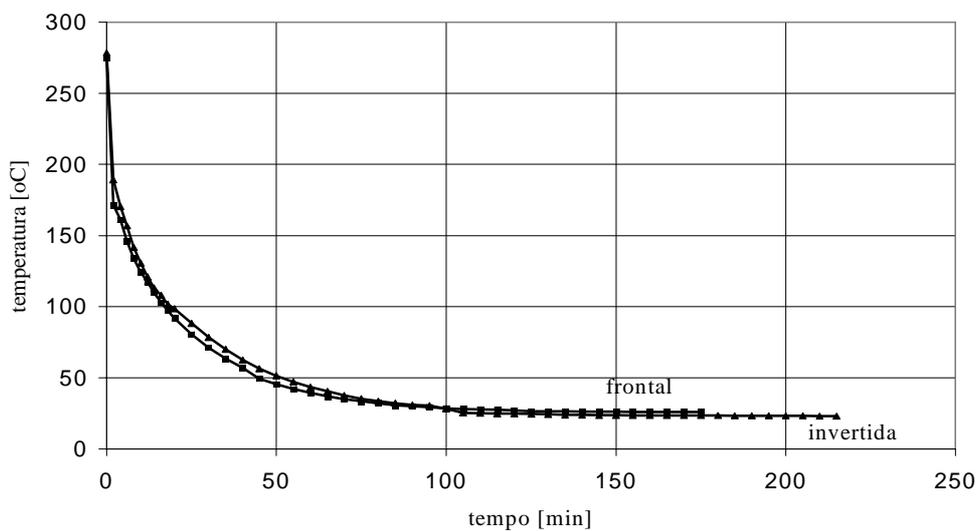


Figura 3: Comparativo do tempo de resfriamento (superfície) nas condições de bobina invertida x bobina frontal ao fluxo

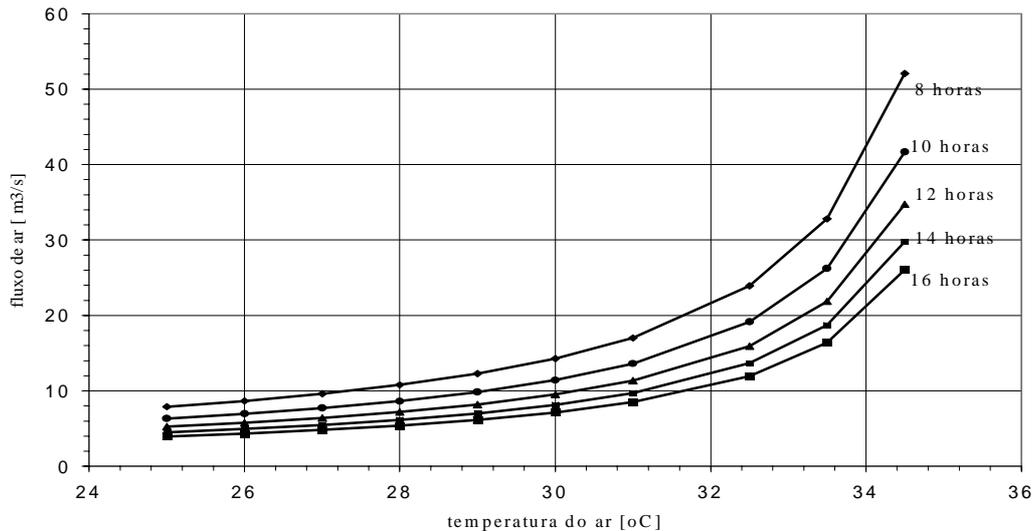


Figura 4: Vazão de ar em função da temperatura do ar de insulfamento para tempos diferenciados de resfriamento

4.2. Potência do ventilador

A massa de ar que passa por dentro do carretel é 7,2 % da massa total de ar de resfriamento. Portanto $m_{ar T} = 1,072 m_{ar}$.

Serão considerados no cálculo os seguintes dados; pressão estática (H_{est}) = 30 [mmCA]; rendimento do ventilador (η_v) = 65 %; pressão dinâmica = 20,38 [mCAr] ; $V = 20$ [m/s] (velocidade do ar na saída do ventilador); pressão total (H_{total}) = 50 [mmCA].

Então a potência necessária para o ventilador será dada por:

$$Pot = \frac{\rho \times g \times m_{ar} (H_{total}) \times 1,072}{736 \times \eta_v} \quad [cv] \quad (13)$$

substituindo, tem-se os resultados são apresentados na Figura 5.

5. CONCLUSÃO

O análise teórica efetuada, baseada em um modelo concentrado, para a situação encontrada na planta industrial se apresentou indicada, e considerada de grande importância no estudo de viabilidade, visando a modificação do projeto do sistema de resfriamento a ser desenvolvido posteriormente.

A análise experimental demonstra a importância de se realizar estudos em modelos reduzidos, otimizando custos e o tempo, demonstra também que, a distância entre a bobina e o bocal é um fator importante no rendimento, mesmo que, esta distância seja pequena, bem como, o posicionamento da bobina em relação ao fluxo de ar, o qual, também determina o rendimento do processo de resfriamento.

É importante salientar que o estudo apresentado serviu de base para uma importante modificação no processo de produção da empresa, reduzindo o tempo real de resfriamento em cerca de 50% do tempo anterior.

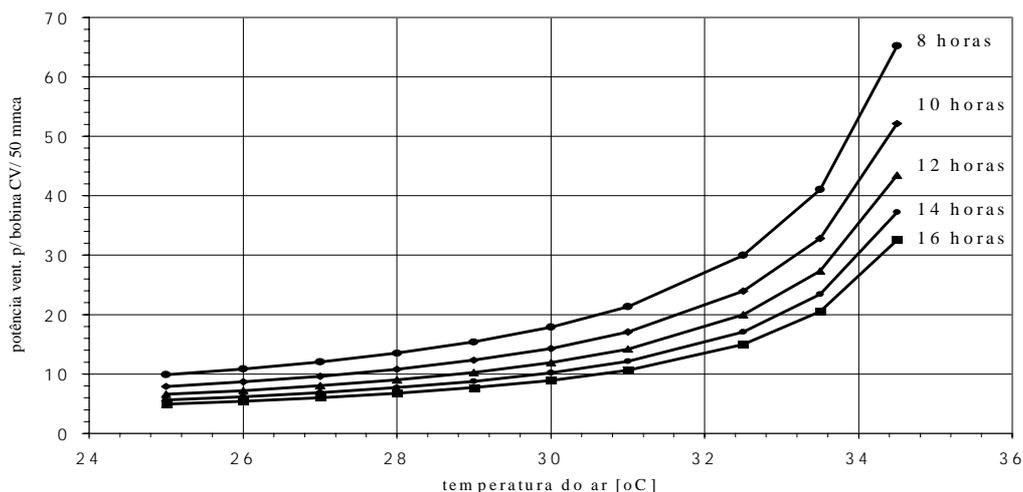


Figura 5: Potência do ventilador em função da temperatura de insulflamento

6 . REFERÊNCIAS

- ALCAN Alumínio do Brasil S.A., 1999, Informações coletadas pelo autor.
- Allen, R.W., Eckert, E.R.G.,1984, "Friction and heat transfer measurement to turbulent pipe flow of water ($Pr = 7$ e 8) at uniform wall heat flux", J. Heat Transfer, ser.c, v 86, pp 301.
- Aluminum-Properties and Physical Metallurgy, 1984, American Society for Metals, Metals Park, Ohio.
- Arpaci, V.S.,1966, "Conduction heat transfer", Massachusetts: Addison Willey Publishing.
- Holman, J. P,1983, "Transferência de Calor", São Paulo: Mc Graw Hill do Brasil.
- Kreith, F,1977, "Princípios da transmissão de calor", 3 ed. : Edgard Blucher, São Paulo.
- Mavey,G.E,1971, "Heat transfer in coiled strip", Alcan International Ltd Baundury Laboratory Progress, Report n. BP PH 14/71, November.
- Metals Handbook, 1979, Properties an nonferrous alloys and pure metals , 9 ed., v. 2, American Society for Metals.
- Sonntag, R. E., Van Wyley, G. J.,1998, "Introduction to thermodinamics: classical and statistical", : J. Wiley, New York.