

revista do

FRIO



ANO VI - Nº 91
DEZEMBRO/1997
Refrigeração
Ar Condicionado
Ventilação
Aquecimento
Máquinas de Lavar

Coleção Refrigeração & Ar Condicionado

Fascículos
desenvolvidos pela
Escola Politécnica -
USP

COLECIONE!

PESQUISA:
97 Foi Melhor
Para o Setor

AGENDA:
Dia da
Refrigeração:
Festa Única
em 98

DESTAQUE
AR CONDICIONADO:

**Empresários
Fazem
Balanço
do Ano**



**Precisão Suíça
Chega ao Brasil
Através da Linha Refco**

1. Introdução

Como apresentado no fascículo 2, a transferência de calor se dá de três formas básicas: condução, convecção e radiação térmica. No presente fascículo, os modos de transferência de calor por convecção e radiação térmica serão abordados. Convecção é o modo dominante de transferência de calor de

uma superfície aquecida para um fluido (líquido ou gás) ou vice-versa, em caso de resfriamento. Enquanto a condução de calor ocorre sobretudo internamente aos materiais, a convecção de calor ocorre da superfície do material para o meio fluido circundante. A troca de calor por radiação térmica, por sua vez, é

determinada pela quarta potência da temperatura absoluta dos corpos. É pela radiação térmica que chega o calor do sol para a terra e, também, é por radiação térmica que a terra perde calor para o espaço.

2. Convecção

A convecção de calor é determinada pela assim chamada *lei de resfriamento de Newton*, que estabelece que a troca de calor entre uma superfície e um fluido que a circunda é ditada

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty), \quad (1)$$

onde \dot{Q} (W) é o fluxo total de calor transferido, A (m^2) é a área de contato, T_s ($^\circ C$) é a temperatura da superfície, T ($^\circ C$) é a temperatura do fluido longe da superfície e h ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) é o coeficiente de transferência de calor. Note que a expressão acima está escrita para o caso do escoamento se dar externamente a uma superfície.

Outro caso de interesse é quando o escoamento ocorre internamente, como a troca de calor entre um tubo e um líquido que o percorre. Nessa situação, a temperatura ao longe, T_∞ , é substituída por uma temperatura média representativa da temperatura da seção transversal, ou mesmo, da média entre a temperatura de entrada e de saída do fluido na tubulação.

Em qualquer situação, o problema central da convecção é a determinação do valor de h . Essa grandeza depende de diversos parâmetros, tais como: propriedades de transporte do fluido (condutividade térmica, viscosidade, densidade, entre outros), geometria do escoamento (se dá sobre uma superfície ou dentro de um tubo, por exemplo), acabamento superficial (liso ou rugoso) e regime do escoamento (laminar ou turbulento), para citar os parâmetros principais.

A convecção de calor pode também ser classificada em forçada ou natural. Convecção forçada ocorre quando existe um agente externo, tal como uma bomba ou um ventilador, que *força* o movimento do fluido a circular para promover as trocas térmicas. No caso da convecção natural, as trocas térmicas ocorrem tão somente devido à diferença do empuxo gravitacional, ou seja, o fluido em contato com uma superfície aquecida sofre uma diminuição da sua densidade e, por conseguinte, ele tende a subir, enquanto que fluido mais frio vem ocupar o seu lugar, dando, assim, origem às correntes de convecção.

Em algumas situações, uma mistura dos dois tipos de convecção pode também ocorrer, ou seja, natural e forçada. Em geral, os valores dos coeficientes de transferência de calor de líquidos são mais elevados que em gases. Também, a convecção forçada é uma forma melhor de troca de calor que natural, na maioria das situações práticas.

Finalmente, os maiores coeficientes são obtidos em fluidos mudando de fase. Alguns valores representativos do coeficiente de transferência de calor estão ilustrados na Tabela I.

Tabela I - Valores representativos do coeficiente de transferência de calor (extraído de Incropera e de Witt, 1992)

Processo	h ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
Convecção natural	
Gases	2 - 25
Líquidos	50 - 1000
Convecção forçada	
Gases	25 - 250
Líquidos	50 - 20000
Convecção com mudança de fase	
Ebulição ou condensação	2500 - 100000

Uma grandeza de fundamental importância tanto para o escoamento externo quanto para o interno é o chamado número de Reynolds. Esse adimensional determina se o regime de escoamento é laminar ou turbulento. Em geral, o escoamento turbulento promove melhores trocas de calor que o laminar. A definição do número de Reynold, Re , é dada por

$$Re = \frac{VL\rho}{\mu}, \quad (2)$$

onde, V (m/s) é a velocidade do fluido, L (m) é um comprimento de referência ou característico (no caso de tubos circulares é o diâmetro, no caso de superfícies planas é a distância a partir do início do escoamento sobre a superfície), ρ (kg/m^3) é a densidade e μ ($N \cdot s/m^2$) é a viscosidade dinâmica.

Tabela 2 - Expressões para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em escoamento forçado

Escoamento	Geometria	Regime	Re	Pr	Expressão	Obs.
Externo	placa plana lisa	laminar	$< 5 \times 10^5$	0,6 - 50	$Nu = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3}$	1,3
	placa plana lisa	misto	$> 5 \times 10^5$ $< 10^8$	0,6 - 60	$Nu = (0,037 Re^{4/5} - 871) Pr^{1/3}$	1,3
	cilindro horizontal (escoa/o cruzado)	-	> 1 $< 10^6$	0,7 - 500	$Nu = C Re^m Pr^{0,37} (Pr/Pr_s)^{1/4}$	2,3 ver Tab.3
Interno	tubo	laminar	< 2300	$> 0,6$	$Nu = 3,66$	3,6
	tubo	laminar	< 2300	$> 0,6$	$Nu = 4,36$	4,6
	tubo	turbulento	> 10000	0,6 - 160	$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^n$	6,7

Observações:

- (1) - Propriedades calculadas à temperatura média $T = (T_\infty + T_s) \div 2$
- (2) - Propriedades calculadas à temperatura do fluido, T_∞

- (3) - Superfície isotérmica
- (4) - Fluxo de calor constante na superfície
- (5) - Índice "s" indica valor calculado à temperatura da superfície, T_s

- (6) - Propriedades calculadas à temperatura média entre a entrada e a saída do fluido no tubo
- (7) - $n=0,4$ para aquecimento; $n=0,3$ para resfriamento

A transição laminar-turbulento para uma placa plana ocorre para $Re \sim 5 \times 10^5$. No caso de escoamento interno, o regime laminar ocorre para Re menores que cerca de 2300 e turbulento para valores mais elevados. Quando a seção transversal do duto não é circular, então deve-se usar o chamado diâmetro hidráulico, D_H , que é calculado de acordo com

$$D_H = \frac{4A}{P}, \quad (3)$$

onde, A (m^2) é a área da seção transversal do duto e P (m) é o chamado *perímetro molhado*, isto é, o perímetro da seção transversal que está em contato com o fluido. Suponha um duto retangular de lados medindo $0,3 \times 0,4$ m, o diâmetro hidráulico desse duto vale 0,343 m. No caso do tubo circular, o diâmetro hidráulico é o próprio diâmetro do tubo.

As correlações de transferência de calor são normalmente dadas em função do chamado *número de Nusselt*, Nu . A definição desse adimensional é dada por

$$Nu = \frac{hL}{k}, \quad (4)$$

onde, L é o comprimento de referência como já descrito acima (veja distinção entre os casos de superfícies planas e tubos), e k (W/m. °C) é a condutividade térmica do fluido. Note que Nu é um coeficiente de transferência de calor adimensional.

Um outro adimensional importante é o *número de Prandtl*, Pr . Seu valor está tabelado para diversos fluidos para diversas temperaturas.

Devido às complexidades dos fenômenos envolvidos no cálculo exato do coeficiente de transferência de calor, seu valor é obtido em muitas situações de forma experimental.

Os dados dos experimentos são normalmente correlacionados através de expressões que envolvam os três números adimensionais acima mencionados, quais sejam, Nu , Re e Pr .

Essa assertiva é válida para o escoamento forçado, tanto interno quanto externo. De uma forma genérica, as expressões da convecção forçada são escritas como

$$Nu = f(Re, Pr). \quad (5)$$

Algumas expressões para geometrias simples estão indicadas na Tabela 2. Expressões para geometrias mais complexas, tais como escoamento em um banco de tubos ou escoamento em dutos não-circulares podem ser obtidas de um livro texto de transferência de calor, como um daqueles indicados ao final desse fascículo.

Note, entretanto, que em dutos não-circulares também é possível usar o diâmetro hidráulico nas expressões válidas para tubos circulares.

Tabela 3 - Constantes para a expressão de troca de calor externa em escoamento cruzado em um cilindro (ver Tabela 2).

Re	C	m
1 - 40	0,75	0,4
40 - 1000	0,51	0,5
$10^3 - 2 \times 10^5$	0,26	0,6
$2 \times 10^5 - 10^6$	0,076	0,7

As expressões acima apresentadas são válidas para escoamento forçado, como já enfatizado. Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em convecção natural, um novo número adimensional deve ser usado em lugar do número de Reynolds. Trata-se do *número de Grashof*, Gr , dado por

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3\rho^2}{\mu^2}, \quad (6)$$

onde g é a aceleração da gravidade local ($9,81 \text{ m/s}^2$), β é o coeficiente de expansão volumétrica e é dado pelo inverso da temperatura absoluta para gases a baixa pressão ($\beta = 1/T$) e demais grandezas já foram definidas. Como na maioria das situações de interesse, o ar é o fluido onde ocorre a convecção natural, a Tabela 4 fornece valores de coeficiente para diversas geometrias e situações de interesse generalizado, já com as simplificações e valores de propriedades para o ar.

Tabela 4 - Expressões simplificadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para o ar em convecção natural (extraída da Tabela 7-2 de Holman, 1983)

Superfície	Laminar $10^4 < Gr Pr < 10^9$	Turbulento $Gr Pr > 10^9$
Cilindro ou plano vertical	$h = 1,42 \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{1/4}$	$h = 0,95 (\Delta T)^{1/5}$
Cilindro horizontal	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{d}\right)^{1/4}$	$h = 1,24 (\Delta T)^{1/5}$
Placa horizontal	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{1/4}$	$h = 1,43 (\Delta T)^{1/5}$
Placa aquecida voltada para cima ou placa resfriada voltada para baixo Placa aquecida voltada para baixo ou placa resfriada voltada para cima	$h = 0,61 \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{1/5}$	

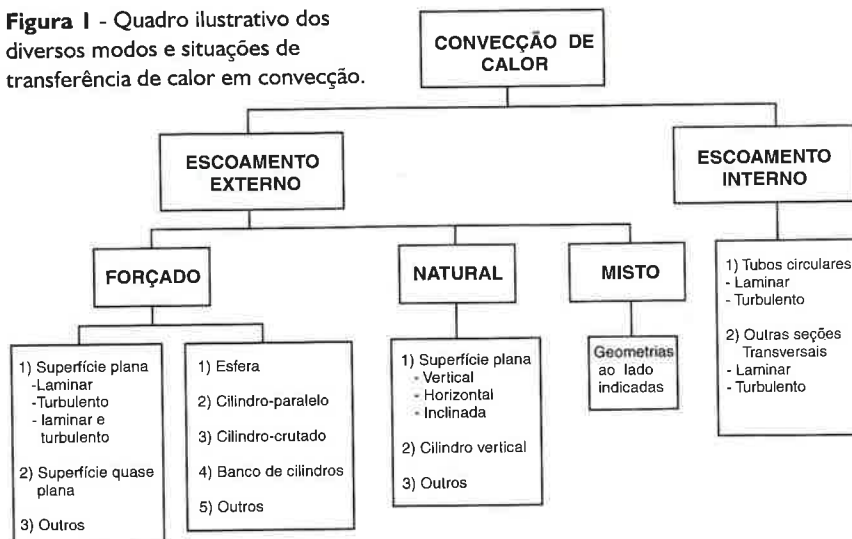
onde: h = coeficiente de transferência de calor, $W/m^2, ^\circ C$
 $\Delta T = T_s - T_{\infty}$, $^\circ C$
 L = dimensão horizontal ou vertical, m
 d = diâmetro, m

3. Esquema Geral para Solução de um Problema de Convecção

É possível se estabelecer um esquema geral para resolver um problema de convecção de calor. Primeiramente, deve-se ter em mente um panorama das diversas situações e geometrias, como ilustrado no quadro da Fig. 1. Tendo em mãos aquele quadro, os seguintes passos devem ser seguidos:

- (1) **Identifique o tipo do escoamento.** É escoamento externo ou interno?
- (2) **Saiba dizer o modo de convecção.** Trata-se de convecção natural ou forçada.
- (3) **Especialize para a geometria em particular.** Uma vez identificado o tipo de escoamento, verifique a geometria. Por exemplo, trata-se de um escoamento externo sobre uma superfície plana. Ou, refere-se ao escoamento interno em um duto não-circular.
- (4) **Calcule o parâmetro que identifica o regime de escoamento.** Nos escoamentos interno e externo forçado determine o número de Reynolds usando o comprimento de referência adequado. Veja se o escoamento é laminar, turbulento ou misto, comparando Re com o valor de transição correspondente. No caso de convecção natural, calcule o número de Grashof (e Prandtl) para obter o regime de escoamento.
- (5) **Obtenha a expressão válida para aquela situação.**

Figura 1 - Quadro ilustrativo dos diversos modos e situações de transferência de calor em convecção.



Ainda mantendo o quadro da Fig. 1 em mente, busque a expressão correspondente à situação em estudo.

(6) **Situações mais complexas sem dados na literatura.** Quando se deparar com situações mais complexas para as quais não existem dados em particular, admita simplificações e verifique qual o caso mais próximo do problema em questão. Por exemplo, se uma superfície não for totalmente plana, simplifique o problema como se ela fosse. Caso a situação seja realmente inusitada e merece um estudo mais aprofundado, então ensaios de laboratório devem ser realizados.

4. Exemplos Ilustrativos de Cálculo da Convecção de Calor

Exemplo 1 - Uma pequena placa retangular horizontal tem dimensões 15×15 mm e encontra-se a 90°C . Sabendo-se que o ar que a circunda está parado e a uma temperatura de 20°C , determine o fluxo de calor cedido pela mesma para o ar.

Solução:

Trata-se de: (1) e (2) convecção natural externa; (3) placa plana horizontal; (4) o parâmetro que identifica o regime de escoamento é o produto $Gr.Pr$.

Propriedades obtidas à $T = (20 + 90)/2 = 55^\circ\text{C}$,
 $\mu = 2,035 \times 10^{-5}$ N.s/m², $Pr = 0,7$, $\rho = 1,08$ kg/m³ e
 $k = 0,0284$ W/m °C e $\beta = 1/T = 1/328,15 = 0,00305$ K⁻¹.

De forma que da definição do número de Grashof (Eq.6), tem-se que $Gr \sim 19900$, Assim $Gr.Pr \sim 13930$. Da Tabela 4, tem-se que se trata de escoamento laminar. Agora pode-se usar a expressão simplificada (passo 5 do esquema geral de solução) indicada naquela tabela para calcular o valor de h , qual seja

$$h = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4} = 1,32 \left(\frac{70}{0,015} \right)^{1/4} = 10,9 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

De forma que uma vez conhecido o valor de h , agora pode-se calcular o fluxo de calor transferido pela lei de resfriamento de Newton, Eq. (1),

$$\dot{Q} = 10,9. (0,015)^2 (90 - 20) = 0,172 \text{ W}.$$

Exemplo 2 - Ar a $101,3$ kPa (1 atm) esco perpendicularmente a um tubo de um condensador de $1,25$ cm de diâmetro. A velocidade do ar vale 20 m/s e está a uma temperatura de 20°C , enquanto que a superfície do tubo de condensação é mantida a 40°C . Calcule o fluxo de calor transferido por metro de comprimento do tubo.

Solução:

Trata-se de: (1) e (2) convecção forçada externa; (3) cilindro com escoamento externo cruzado; (4) não há necessidade de identificação do regime (ocorrem os dois tipos e outros efeitos) e o parâmetro a ser calculado é o Re

Propriedades obtidas à $T = (20 + 40)/2 = 30^\circ\text{C}$. $\mu = 1,865 \times 10^{-5}$ N.s/m², $Pr = 0,712$, $Pr_s = 0,710$ (40°C), $\rho = 1,164$ kg/m³ e $k = 0,0264$ W/m °C.

Cálculo de Re . Da sua definição (Eq. 2), tem-se $Re \sim 15600$. Das Tabelas 2 e 3, obtém-se a expressão de interesse (passo 5 do esquema geral de solução)

$$Nu = 0,26 Re^{0,6} Pr^{0,37} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} = 75,27.$$

De forma que da Eq. (4), obtém-se $h \sim 159$ W/m² °C. Finalmente, o fluxo de calor trocado por metro de tubo é

$$\frac{\dot{Q}}{L} = \pi Dh (T_s - T_\infty) = 125 \text{ W/m}.$$

5. Comentários Adicionais sobre Metodologia de Cálculos

Em muitas situações, como ocorre em escoamento interno em tubos, a temperatura de referência para cálculo das propriedades não é conhecida *a priori*, ou, ainda mesmo, ela é a incógnita que deve ser determinada.

No caso de tubos, essa temperatura de referência para o fluido pode ser a média entre as temperaturas de entrada e de saída. Em tais situações, um esquema iterativo deve ser empregado em que admite-se uma determinada temperatura, executam-se todos os cálculos e depois faz-se uma verificação para confirmar o valor assumido. O processo se repete até que haja uma convergência satisfatória.

Outro caso comum, também em escoamento interno, é caso de *parecer* que sempre está faltando uma equação para fechar a solução do problema. Essa equação que falta, em geral, é a primeira lei da termodinâmica, como definido pela Eq. (8) do fascículo I.

Na sua forma mais simples, a primeira lei aplicada ao escoamento interno se resume a $\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T$, com \dot{m} sendo a vazão mássica em kg/s e C_p o calor específico a pressão constante em kJ/kg °C. Note que tanto essa lei, como a expressão da convecção (Eq. 1) devem simultaneamente serem obedecidas.

6. Radiação Térmica

O terceiro e último modo de transferência de calor é o da radiação térmica. Essa forma de transferência de calor se distingue dos dois modos anteriores por não precisar de um meio físico para ocorrer.

O fluxo de calor cedido por um corpo depende diretamente da quarta potência da temperatura absoluta da superfície do corpo. A densidade de fluxo de calor que deixa um corpo recebe o nome especial de poder emissivo (W/m^2) e é simbolizada por E . A expressão completa para o cálculo do fluxo de calor radiante, por unidade de área, é dada por

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \varepsilon \sigma T^4, \quad (7)$$

onde ε é a emissividade do corpo, σ é a constante de Stefan-Boltzmann e vale $5,67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K$.

A emissividade é uma propriedade do material e do acabamento superficial e é sempre menor ou igual a unidade (e maior que zero).

Superfícies altamente polidas possuem um valor de emissividade reduzido (menor que 0,1), enquanto que superfícies oxidadas do mesmo material possuem valores mais elevados.

Um corpo ideal que emita a maior quantidade de radiação térmica possível a uma dada temperatura é chamado de *corpo negro* e $\varepsilon = 1$.

Quando radiação térmica incide sobre uma superfície, parte da mesma é absorvida, parte é transmitida e parte é refletida. Quando um corpo ou material é opaco à radiação térmica, então a parcela de radiação transmitida é nula. Assim, a radiação térmica incidente sobre sua superfície ou é refletida de volta para o meio, ou é absorvida. Um corpo negro absorve toda a radiação térmica incidente. Em geral, a radiação térmica é difusa, ou seja, não possui uma direção preferencial.

O cálculo da troca de calor entre dois ou mais corpos exige o conhecimento do chamado fator de forma geométrico e não vamos discutir esse assunto nesse fascículo, por questões de tempo e pouco interesse dos profissionais de RAC.

A radiação térmica pode *mascarar* a medida da temperatura em situações onde o termômetro (ou sensor de temperatura) está envolvido por um meio que está a uma temperatura diferente daquela que se pretende medir.

Tome por exemplo, a medição da temperatura de gases aquecidos por um termômetro, como indicado na Fig. 2.

Nessa configuração T_T é a temperatura do termômetro, T_S é a temperatura das superfícies do meio circundante e T_∞ é a temperatura do fluido que se deseja medir. Idealmente, o termômetro deveria indicar $T_T = T_\infty$, mas o efeito da radiação vai induzir a erros.

Um balanço de energia para o bulbo do termômetro permite concluir que o fluxo de calor que o bulbo do termômetro recebe por convecção deve ser igual ao fluxo de calor que ele perde por radiação para o meio. Em termos de formulação, isso significa que

$$h(T_\infty - T_T) = \varepsilon \sigma (T_T^4 - T_S^4). \quad (8)$$

A solução dessa equação vai indicar a temperatura real do fluido, T_∞ . O exemplo seguinte vai ilustrar o problema.

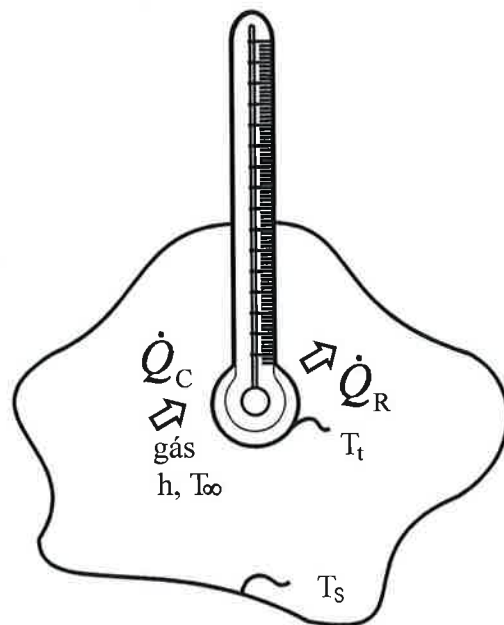


Figura 2 - Medição de temperatura e o problema da radiação térmica.

Exemplo 3- Um termopar instalado no interior de um duto, $\varepsilon = 0,8$, é usado para medir a temperatura do gás que escoar pelo duto, cujas paredes estão a 200°C . A temperatura indicada pelo termopar vale 450°C . Sendo $h = 150 \text{ W/m}^2\text{C}$, determine a temperatura real do gás.

Solução:

da Eq. (8), pode-se escrever
$$T_\infty = T_T + \frac{\varepsilon\sigma(T_T^4 - T_s^4)}{h},$$

que substituindo os valores numéricos resulta em $T_\infty = 518^\circ\text{C}$.

O efeito da radiação também pode influenciar problemas de medição de temperatura mesmo quando temperaturas menores estão envolvidas. Isso ocorre, por exemplo, no psicrômetro em situações de baixa umidade do ar quando a T_{BU} é significativamente menor que a T_{BS} , para uma discussão mais detalhada sobre esse problema sugerimos ver os trabalhos de Simões Moreira (1989 e 1997).

Uma forma de minimizar efeitos de radiação consiste em usar blindagem térmica. Uma simples blindagem térmica é formada por uma superfície altamente polida e refletora (baixa emissividade) que é instalada em volta da região que se deseja "proteger" contra efeitos de radiação. Voltando ao exemplo do psicrômetro, existe um tipo de psicrômetro (o de aspiração) que possui tal sistema de blindagem térmica.

7. Referências Bibliográficas

- Holman, J. P. 1983, *Transferência de Calor*, McGraw-Hill.
 Incropera, F. P. e de Witt, D. P. 1992, *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S. A.
 Simões Moreira, J. R. 1989, Considerações Teóricas e Práticas de Funcionamento do Psicrômetro, *Controle e Instrumentação*, SP, no. 212, ano 18.
 Simões Moreira, J. R. 1997, Instrumentos para Medir a Umidade do Ar, *Revista do Frio*, Mary Editora, SP, no. 87, ano 6.

8. Dados do Autor

José R. Simões Moreira é Ph. D. em Engenharia Mecânica pelo Rensselaer Polytechnic Institute, NY, (EUA). É Professor do Depto. de Enga. Mecânica da Escola Politécnica da USP e coordenador do SISEA - Laboratório de Sistemas Energéticos Alternativos. Também coordena o curso de especialização de Tecnologia de Condicionamento de Ar e Refrigeração da EPUSP. Contatos: e-mail: jrsmoes@usp.br e tel. (011) 818-5339.