

Modelação matemática em regime permanente de um refrigerador doméstico

Carlos Almir Monteiro de Holanda

Departamento de Engenharia de Metalurgia e Materiais – Campus do Pici – Universidade Federal do Ceará – Fortaleza – CE
Almir@metalmat.ufc.br.

João Batista Furlan Duarte

Núcleo de Tecnologia da combustão – Centro de Ciências Tecnológicas – Universidade de Fortaleza – Fortaleza – CE
Furlan@unifor.br

Resumo

A refrigeração doméstica é responsável por mais de 10% da energia elétrica consumida no Brasil. Isso justifica o esforço da indústria para fabricar refrigeradores e freezers cada vez mais eficientes, imprescindíveis para conquistar o mercado consumidor. A modelação matemática é o primeiro passo para o desenvolvimento de códigos computacionais capazes de simular o funcionamento de refrigeradores domésticos. O presente trabalho enfoca cada um dos componentes básicos de um sistema de refrigeração: compressor, condensador, tubo capilar, trocador de calor tubo capilar-linha de sucção e evaporador. São apresentadas as equações da conservação da massa, da primeira e da segunda lei da termodinâmica, da destruição de exergia e da transferência de calor.

Palavras-chave: Refrigeração. Modelos. Exergia.

Abstract

Domestic refrigeration is responsible for more than 10% of the consumption of the electricity in Brazil. This explains the efforts of the industry to produce more efficient domestic refrigerators and freezers. Moreover, better efficiency is the key to improve their share of the consumer market. Mathematical modeling is the first step for the developing of a computational code able to simulate all operations of a domestic refrigerator. The present work analyses each of the basic parts of a refrigeration system: compressor, condenser, capillary tube, suction-line heat exchanger and evaporator. The conservation equations are applied to mass and energy and the equations for entropy are used to entropy generation and exergy destruction analyze, besides the heat transfer equations.

Keywords: Refrigeration. Model. Exergy.

1 Introdução

O Brasil, como todo o resto do mundo, vive uma crescente escassez de energia elétrica e de outras fontes de energia. O combate ao desperdício de energia elétrica, além de benefício para a sociedade e para o meio ambiente, traz vantagens para o consumidor. Ações e projetos inspirados nessa premissa abrem um mercado para novos produtos energeticamente mais eficientes, além de servir como objeto de *marketing* para as empresas.

A refrigeração doméstica é um dos segmentos da sociedade com maior impacto sobre o consumo nacional de energia. Para se ter uma idéia da dimensão e importância deste setor, basta observar os dados do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL (2002).

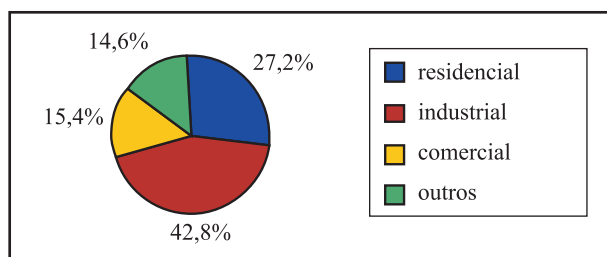


Figura 1: Distribuição do consumo de energia elétrica no Brasil

A refrigeração responde por aproximadamente 33% do consumo do setor residencial de energia elétrica. Uma redução de apenas 1% do consumo dos equipamentos de refrigeração residenciais, significará uma redução de cerca de 30 GWh/ano.

Entretanto este salto de qualidade está umbilicalmente ligado às pesquisas, notadamente no campo da modelação e simulação de sistemas. O projeto de novos refrigeradores/freezers envolve, na maioria dos casos, a implementação ou a melhoria de um componente do sistema. Este enfoque exige um enorme esforço, pois cada modificação exige um novo protótipo, e a realização de novos ensaios experimentais. Esse processo, além de oneroso, exige um tempo demasiadamente longo.

2 Modelo genérico

O modelo matemático, na forma geral, é apresentado a partir das leis básicas da conservação da massa, da energia, juntamente com a segunda lei da termodinâmica, com o balanço de exergia e com a transferência de calor. Essas equações são aplicadas a um volume de controle genérico, como mostra a figura 2, e submetidas a hipóteses simplificativas de forma a adequá-las ao modelo proposto. As leis básicas, juntamente com as relações constitutivas (propriedades termodinâmicas e termofísicas) e as equações auxiliares (relações geométricas e experimentais), dão origem a um modelo genérico para cada componente, baseado em parâmetros globais, os quais devem ser determinados a partir de informações experimentais e/ou de cunho teórico.

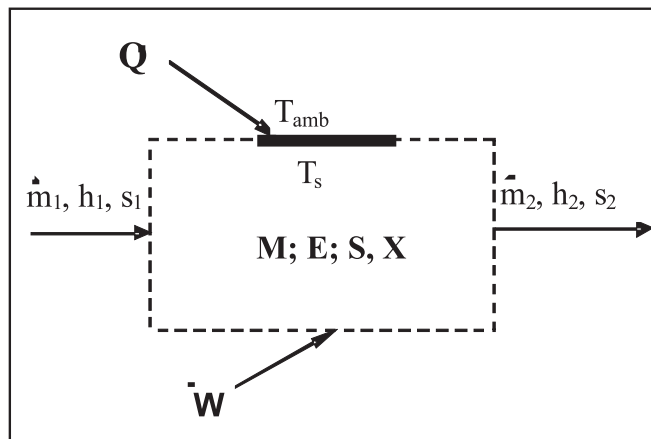


Figura 2: Volume de controle genérico

2.1 1ª Lei da termodinâmica

A taxa de variação da energia no interior do volume de controle é igual à variação das taxas de transferência de calor (Q) e de trabalho (W) adicionada com a diferença de energia associada com os fluxos de massa através das fronteiras do volume de controle. Desta forma:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} + \dot{m}_e e_e - \dot{m}_s e_s + \dot{W}_{fluxo} \quad (1)$$

Desprezando os termos de energia cinética e potencial, prática comum na área de refrigeração, e associando o termo da energia de fluxo com a energia interna, obtém-se para regime permanente:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} + \dot{m}_e \cdot h_e - \dot{m}_s \cdot h_s = 0 \quad (2)$$

2.2 2ª lei da termodinâmica

A segunda lei da termodinâmica estabelece que a taxa de variação total de entropia num volume de controle é igual ao somatório da taxa líquida de transporte de entropia para o volume de controle, com a taxa de criação (ou destruição) de entropia devido a transferência de calor para (ou do) volume de controle e com a taxa de geração de entropia no volume de controle. Utilizando um procedimento similar àquele utilizado na primeira lei, pode-se escrever a segunda lei de acordo com o que segue:

$$\frac{dS}{dt} = \dot{m}_e \cdot s_e - \dot{m}_s \cdot s_s + \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{ger} = 0 \quad (3)$$

2.3 Balanço de exergia

Para o volume de controle proposto, pode-se escrever a equação do balanço de exergia, em termos de taxa, da seguinte forma (ÇENGEL e BOLES, 2001):

$$\left(1 - \frac{T_{amb}}{T}\right) \dot{Q} + \dot{W} + \dot{m}(\psi_e - \psi_s) - \dot{X}_{destruída} = \frac{dX_{vc}}{dt} = 0 \quad (4)$$

Essa equação estabelece que a taxa de variação da exergia dentro do volume de controle durante um determinado processo é igual à taxa de exergia transferida através das fronteiras desse volume de controle, sob a forma de calor, trabalho e escoamento de massa, diminuída da taxa de destruição da exergia resultante das irreversibilidades.

2.4 Transferência de calor

Ao longo de todo o ciclo de refrigeração ocorre dissipação de calor do (ou para) o volume de controle. Torna-se então necessário determinar a taxa de transferência de calor. Em cada processo o equipamento será modelado através da utilização de equações teórico/empíricas para estimar o coeficiente global de transferência de calor (U) e assim tornar possível a determinação da taxa de transferência de calor a partir da equação a seguir:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (5)$$

2.5 Conservação da massa

Em regime permanente, o fluxo de massa é constante em todo o circuito. Assim a equação da conservação da massa aplicada em cada volume de controle fornece n-1 equações linearmente independentes, em que n é o número de volumes de controle (Rigola et al, 1996). Desta forma a conservação da massa é garantida através de uma equação independente, que pode ser o inventário de massa ou outra que garanta certo grau de subresfriamento ou de superaquecimento.

3 Modelo proposto

São considerados sete componentes na modelação do sistema: compressor, linha de descarga, condensador, tubo capilar adiabático, trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, evaporador e gabinete. A figura 3 apresenta esquematicamente o ciclo de refrigeração em questão.

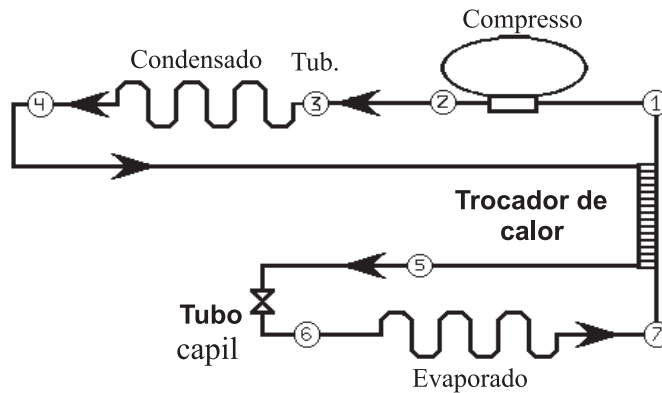


Figura 3: Ciclo termodinâmico

3.1 Compressor

A modelação é feita com base em ensaios calorimétricos realizados no compressor, nos quais são obtidas relações a partir desses resultados experimentais. A potência de compressão é deduzida a partir das variações das temperaturas de condensação, evaporação e do corpo do compressor, enquanto o fluxo de massa é obtido a partir da definição do rendimento volumétrico (Gosney, 1982), do volume deslocado pelo cilindro e da rotação do compressor.

$$\dot{W}_{cp} = \mathfrak{F}(T_{cd}, T_{ev}, T_{cp}) \quad (6)$$

e

$$\dot{m} = \frac{V_d * N}{\left(v_1 + C * \left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}} \right) \right)} * \left(1 - Cl * \left(\left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}} \right)^{1/n} - 1 \right) \right) \quad (7)$$

O termo $[C * (P_{cd}/P_{ev})]$ é um ajustamento do volume específico do fluido que entra no cilindro.

A transferência de calor do compressor para o ambiente é calculada tomando-se por base os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação, admitindo-se que o equipamento em questão tenha um formato esférico, e que a temperatura corpo do compressor seja constante. Essa temperatura é calculada em função da temperatura ambiente, fazendo um ajuste linear com a média dos valores obtidos em três regiões distintas do compressor durante os ensaios de *Pull-down* (NTB 00048).

3.2 Condensador e linha de descarga

A linha de descarga é a tubulação que liga a descarga do compressor ao condensador, e foi modelada individualmente, tomando como base um cilindro vertical e isotérmico, e considerando as seguintes hipóteses simplificativas: i) a condução no sentido longitudinal (axial) é desprezível, ii) as propriedades do fluido ao longo da superfície são constantes e iii) a temperatura superficial interna da tubulação é assumida constante.

O condensador modelado é do tipo arame sobre tubo, em que o fluido refrigerante escoava dentro dos tubos e o ar do ambiente se movimentava no lado externo. Ele foi dividido em três regiões distintas: a região de desuperaquecimento, a região bifásica e a região de subresfriamento.

A figura 4 mostra um esquema do condensador com os respectivos parâmetros de interesse, quais sejam: i) diâmetro dos arames (D_w), ii) diâmetro dos tubos (D_t), iii) espaçamento dos arames (S_w), iv) espaçamento dos tubos (S_t), v) comprimento total do arame (H) e vi) comprimento total de um passe de tubo (W).

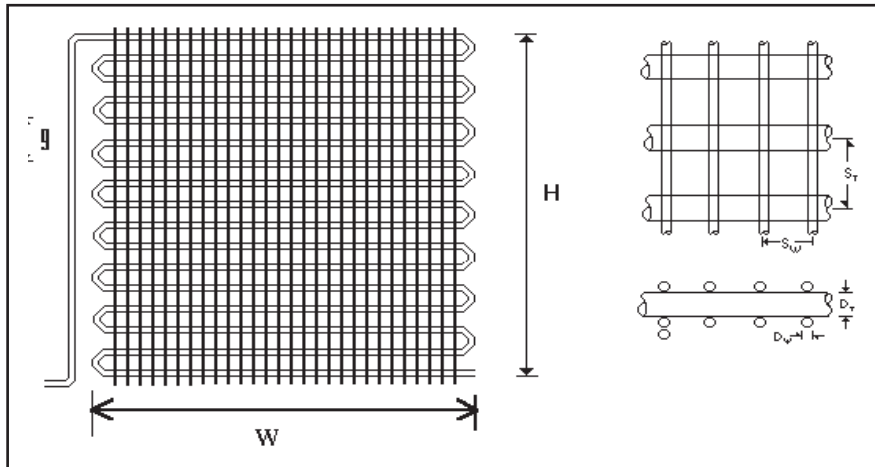


Figura 4: comprimentos característicos do condensador

O calor é transferido do fluido para o ar através de uma série de resistências térmicas, compreendendo resistência interna (convecção forçada), resistência do tubo (condução) e resistência externa (convecção natural e radiação). A resistência térmica externa é predominante e representa cerca de 95% da resistência térmica total na região bifásica (Admiraal e Bullard, 1993). Este fato explica a maior atenção que deve ser dada a transferência de calor por convecção natural e por radiação no lado externo do trocador.

Para o cálculo da resistência interna, utilizou-se o coeficiente de transferência de calor por convecção (h_i) em cada uma das regiões. Na região de desuperaquecimento e na região de líquido subresfriado, o número de Nusselt é calculado de acordo com a correlação empírica proposta por Gnielinski apud Incropera & De Witt (1990), para escoamentos turbulentos, de escoamentos internos em tubos lisos. Na região bifásica optou-se pelas correlações de Shao e Granryd (1995).

Para o escoamento externo, as condições de operação são estabelecidas principalmente pela diferença de temperatura entre o tubo e o ar externo. Considerou-se uma temperatura superficial constante e igual a T_{ext} que representa uma temperatura intermediária entre a temperatura superficial externa dos tubos, que depende da região em análise, e a temperatura média superficial dos arames.

Tagliafico e Tanda (1997) propuseram então uma correlação semi-empírica para o cálculo do número de Nusselt, desenvolvida a partir de 126 testes com 42 trocadores de calor com características geométricas diferentes, e um coeficiente de transferência de calor por radiação, onde a emissividade aparente (ϵ_{apar}) representa o fator de forma e relaciona as características geométricas do condensador

$$Nu_H = 0,66 \left(\frac{Ra_H \cdot H}{d_t} \right)^{0,25} \left\{ 1 - \left[1 - 0,45 \left(\frac{d_t}{H} \right)^{0,25} \right] * \exp \left(-s_w / \phi \right) \right\} \quad (8)$$

3.3 Trocador de calor tubo capilar – linha de sucção

Em tubos capilares adiabáticos a queda de pressão se dá de maneira praticamente isoentálpica, o que não é o caso quando um trocador de calor se faz presente.

Refrigeradores domésticos empregam trocadores de calor tubo capilar – linha de sucção com o objetivo de diminuir o título do refrigerante na entrada do evaporador e de aumentar a temperatura do refrigerante na linha de sucção. A diminuição do título melhora a performance do sistema e a elevação da temperatura evita problemas de condensação superficial (sudação).

Embora o refrigerador em questão apresente uma parte do tubo capilar inserido dentro da linha de sucção, constituindo assim o trocador de calor, nesta modelação matemática admitiu-se um dispositivo de expansão totalmente adiabático e um trocador de calor intermediário sem perda de carga, de acordo com o esquema do ciclo termodinâmico apresentado na figura 3.

Fluxo de massa através do capilar

Quando o sistema opera em regime permanente o fluxo de massa através do capilar é igual ao deslocado pelo compressor. Essa informação se faz necessária para o fechamento do sistema de equações. O fluxo de massa através do capilar poderia ser estimado a partir de alguns dos modelos disponíveis na literatura. Esses modelos, entretanto, são complexos e não se adequam à estratégia de modelação que está sendo proposta.

Uma alternativa consiste na utilização de análise dimensional e dados experimentais. A análise dimensional fornece subsídios para uma completa compreensão do problema, permitindo identificar variáveis mais relevantes. Melo et al (1999) utilizou esta metodologia para correlacionar dados experimentais obtidos com tubos capilares adiabáticos, e obteve uma equação capaz de prever o fluxo de massa em função da geometria e das condições de operação do capilar.

Os agrupamentos adimensionais foram derivados através do teorema dos Pi de Buckingham, considerando o diâmetro, a massa específica e a viscosidade como grandezas repetitivas, dando origem à equação 09, que quando comparada com os resultados experimentais gerou desvios sempre inferiores a 10%.

$$\dot{m} = 0,125 * D * \mu_f \left[\left(\frac{D^2 \cdot \rho_f \cdot P_{cd}}{\mu_f^2} \right)^{0,460} * \left(\frac{L}{D} \right)^{-0,552} * \left(\frac{D^2 \cdot \rho_f^2 \cdot c_p \cdot \Delta T}{\mu_f^2} \right)^{0,178} \right] \quad (9)$$

Temperatura de saída no trocador

A temperatura do fluido na saída do trocador de calor é determinada a partir da efetividade e das temperaturas de entrada. A efetividade é calculada com base em resultados experimentais a partir a equação sugerida por Stoecker (1989):

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-NTU \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \right]}{1 - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \exp \left[-NTU \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \right]} \quad (10)$$

Em que C_{min} é a capacidade térmica do refrigerante (vapor) na saída do evaporador e C_{max} é a capacidade térmica do refrigerante (líquido) na saída do condensador.

3.4 Evaporador

Dois tipos de evaporadores predominam em sistemas domésticos de refrigeração, o *roll-bond* e o *no-frost*. O evaporador *roll-bond* é formado por duas placas justapostas de alumínio, as quais formam canais por onde escoam o refrigerante. O evaporador *no-frost* é essencialmente um trocador de calor formado por tubos e aletas, e é utilizado em refrigeradores com grandes volumes internos.

A configuração do evaporador *roll-bond* muda conforme o fabricante e o modelo do refrigerador. Em refrigeradores do tipo *all refrigerator* o evaporador é essencialmente uma placa plana fixada na parede posterior do gabinete. Em outros modelos, onde existe uma parte destinada ao congelamento de alimentos, o evaporador assume a forma de uma caixa que é fechada pela colocação de uma placa de alumínio no lado traseiro e a porta do congelador no lado frontal.

Para determinar o coeficiente global de transferência de calor no evaporador, optou-se por dividir o evaporador em quatro placas planas, duas horizontais e duas verticais, admitindo temperatura constante nas placas, com transferência de calor por convecção nos dois lados de cada placa, e com radiação térmica apenas na superfície externa das placas.

3.5 Gabinete

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor do gabinete do refrigerador foi obtido diretamente dos ensaios de fluxo reverso, de acordo com a norma NTB00119. Neste tipo de ensaio, uma série de resistências elétricas são colocadas no interior do gabinete, enquanto o sistema de refrigeração permanece desligado. O fator UA é então calculado a partir das temperaturas interna e externa do gabinete, juntamente com a potência liberada pelas resistências.

4. Análise do desempenho

O coeficiente de performance representa a relação entre o benefício (\dot{Q}_{ev}) e o custo (\dot{W}_{cp}), ou seja:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_{cp}} \quad (11)$$

4.1 Relação entre o COP e a destruição de exergia

Substituindo o denominador da equação 11 pelo balanço de energia do ciclo, chega-se após algumas substituições a:

$$COP = \frac{T_{gab}}{(T_{amb} - T_{gab}) + \left(\frac{T_{gab} \cdot \dot{X}_{dest,ciclo}}{\dot{Q}_{evap}} \right)} \quad (12)$$

Esta equação mostra claramente que as irreversibilidades causam uma diminuição no coeficiente de performance do ciclo. Caso não ocorresse qualquer irreversibilidade, o segundo termo do denominador seria nulo e a equação resultante corresponderia ao coeficiente de performance de um ciclo de refrigeração de Carnot.

4.2 Eficiência da 2ª lei da termodinâmica

Rendimentos baseados na 1ª lei da termodinâmica não fazem referência ao melhor desempenho possível de um processo ou de um ciclo. O coeficiente de performance, conforme descrito anteriormente, não explicita o limite superior que o sistema pode atingir.

A eficiência baseada na 2ª lei da termodinâmica é expresso através da relação entre o coeficiente de performance real e ideal, e pretende servir como uma medida de aproximação para operações reversíveis, uma vez que o seu valor varia de zero (destruição total da exergia) até um (não destruição de exergia), e pode ser dada por:

$$\eta = \frac{COP}{COP_{carnot}} = \frac{T_{amb} - T_{gab}}{(T_{amb} - T_{gab}) + \left(\frac{T_{gab} \cdot \dot{X}_{dest,ciclo}}{\dot{Q}_{ev}} \right)} \quad (13)$$

4.3 Perdas em componentes x Perdas no ciclo

Um dos objetivos da otimização termodinâmica é a redução da geração global de entropia. É comum observar na literatura a entropia gerada em componentes através de vários processos, bem como em ciclos. Entretanto, a interação entre as perdas termodinâmicas locais e globais não é explicitada.

Reduzir as perdas em um componente pode, teoricamente, provocar um incremento das perdas globais do sistema, ou o seu efeito no ciclo pode não ser na mesma intensidade. Para avaliar esse efeito, determina-se a relação existente entre as perdas termodinâmicas num componente do sistema e as perdas termodinâmicas globais no ciclo, o que é feito através da introdução de um parâmetro denominado fator de engrenamento (Jakobsen, 1995), definido da seguinte forma:

$$F_g \equiv \frac{\Delta \dot{S}_{ger,ciclo}}{\Delta \dot{S}_{ger,comp}} \quad (14)$$

Quando o valor calculado desse fator for maior que a unidade, indica que a redução das perdas no componente analisado provoca uma redução maior no ciclo como um todo.

5 Conclusão

Foi feita uma análise matemática do sistema de refrigeração doméstico a partir de cada componente, modelado individualmente. É sabido que esses componentes trabalham de forma interdependente, ou seja, a alteração de algum aspecto em um componente irá alterar o comportamento de todo o ciclo.

A modelação matemática precede a rotina numérica capaz de resolver simultaneamente o sistema de equações gerado a partir do modelo de cada componente. O resultado obtido corresponde ao ponto de equilíbrio, em que o refrigerador deve operar naquelas condições simuladas. Obtida a validação da rotina computacional a partir dos ensaios experimentais, cria-se uma ferramenta poderosa para análise de desempenho do ciclo de refrigeração como um todo, bem como para a análise de sensibilidade de cada componente do ciclo.

Referências

- ADMIRAAL, D. M.; BULLARD, C. W. *Heat transfer in refrigerator condensers and evaporators: air conditioning and refrigeration center*. Illinois: University of Illinois, 1993. (Technical Report, 48).
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M.A. *Termodinâmica*. 3. ed. Lisboa: McGraw Hill. 2001. 890 p.
- GOSNEY, W. B. *Principles of refrigeration*. Cambridge: Cambridge University Press, 1982. 679 p.
- INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P. *Introduction to heat transfer*. 2nd ed. New York: John Wiley & Sons, 1990. 824 p.
- JAKOBSEN, A. *Energy optimisation of refrigeration systems: the domestic refrigeration: a case study*. 1995. 160p. Ph.D. DTU Mechanical Engineering PhD Programme, Thecnical University of Denmark, Copenhagen.
- MELO, C. et al. An experimental analysis of adiabatic capillary tubes. *Applied Thermal Engineering*. Great Britain, v. 19, n. 6, p. 669-684, June 1999.
- PROCEL. *Eletróbras*. Disponível em: <<http://www.eletrabras.gov.br/procel/>>. Acesso em: 6 fev. 2009.
- RIGOLA, J. et al. Numerical study of a single stage vapor compression refrigerant unit using non-contaminant refrigerants. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 13., 1996, Purdue. *Proceedings...* Purdue: Purdue University Print Service, 1996. v. 1, p. 77-82.
- SHAO, D. W.; GRANRYD, E. Heat transfer and pressure drop of HFC-134a: oil mixtures in a horizontal condensing tube. *International Journal of Refrigeration*, Great Britain, v. 18, n. 8, p. 524-533, Dec. 1995.
- STOECKER, W. F. *Design of thermal systems: international edition*. 3rd ed. Singapore: McGraw-Hill, 1989. 565 p.
- TAGLIAFICO, L.; TANDA, G. Radiation and natural convection heat transfer from wire and tube heat exchangers in refrigeration appliances. *International Journal of Refrigeration*, Great Britain, v. 20, n. 7, p. 461-469, Oct. 1997.

SOBRE OS AUTORES

Carlos Almir Monteiro Holanda

Possui graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade de Fortaleza (1988), especialização em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Santa Catarina (1993) e doutorado em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal da Paraíba (2003). Atualmente é Professor Adjunto da Universidade Federal do Ceará. Tem experiência na área de Engenharia Mecânica, com ênfase em Engenharia Térmica, atuando principalmente nos seguintes temas: Refrigeração Doméstica, Simulação, Análise Exergética.

João Batista Funlan Duarte

Possui graduação em Licenciatura Plena em Física pela Universidade Federal de Santa Maria (1993), mestrado em Física pela Universidade Federal do Ceará (1995) e doutorado em Física pela Universidade Federal do Ceará (1998). Atualmente é professor titular da Universidade de Fortaleza. Tem experiência na área de Física, com ênfase em Transferência de Calor; Processos Térmicos e Termodinâmicos, atuando principalmente nos seguintes temas: computação híbrida, meios porosos, transformada integral, mecânica computacional.

Recebido em: 23.02.2009

Aceito em: 12.09.2009

Revisado em: 23.10.2009