

# AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM EVAPORADORES *ROLL-BOND*

**Christian Johann Losso Hermes**

**Cláudio Melo**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica  
Caixa Postal 476, 88.040-900, Florianópolis, SC. e-mail: hermes@nrva.ufsc.br

**Cezar Otaviano Ribeiro Negrão**

Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, Departamento Acadêmico de Mecânica  
Av. 7 de Setembro 3165, 80.230-901, Curitiba, PR. e-mail: negrao@energia.damec.cefetpr.br

## **Resumo**

O foco do presente trabalho reside na modelagem matemática e na análise numérica da transferência de calor e do escoamento de fluidos refrigerantes em evaporadores *roll-bond*. O modelo matemático é dividido em dois sub-modelos: (1) modelo de difusão bidimensional de calor na placa evaporadora e (2) modelo unidimensional do escoamento de refrigerante através do canal do evaporador. O modelo baseia-se nas equações da conservação da massa e da energia na sua forma diferencial e em correlações empíricas para estimar os coeficientes interno e externo de transferência de calor. A partir do fluxo de massa, da pressão de evaporação e da entalpia do refrigerante na entrada do evaporador, o modelo estima a distribuição de temperatura na placa e no refrigerante.

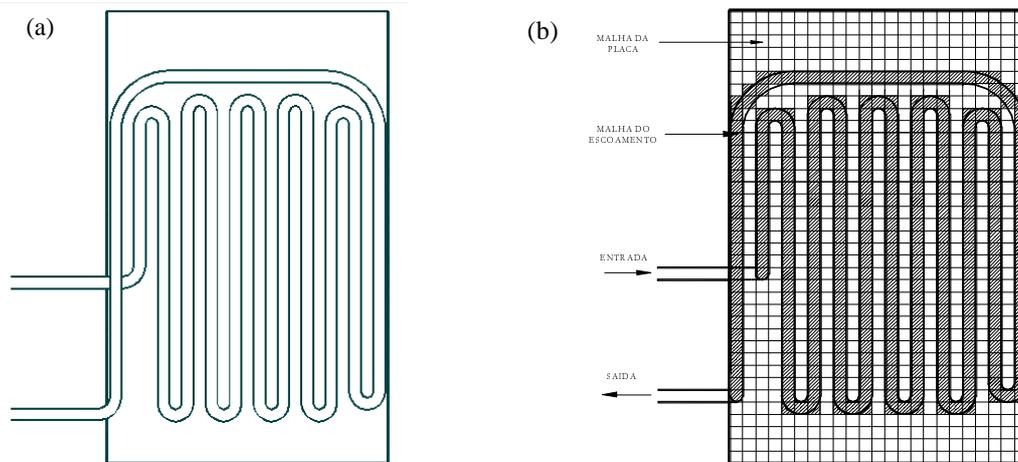
**Palavras-chave:** Simulação Numérica, Transferência de Calor, Evaporadores *roll-bond*

## **1. INTRODUÇÃO**

O esgotamento dos recursos naturais, a necessidade de fontes energéticas não poluentes e o baixo desempenho termodinâmico de alguns equipamentos fazem da questão energética um dos mais graves problemas ambientais da atualidade. Segundo dados do PROCEL (1998), Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica do governo brasileiro, a refrigeração é responsável por aproximadamente 32% do consumo residencial e 17% do consumo comercial, o que totaliza 11% do consumo total de energia elétrica no Brasil. Este consumo deve-se às irreversibilidades termodinâmicas inerentes aos processos de transferência de calor e de escoamento do fluido refrigerante no interior dos componentes do sistema de refrigeração. A compreensão destes processos é de fundamental importância para o desenvolvimento de sistemas mais eficientes.

O consumo de energia de um refrigerador depende do desempenho de cada um de seus componentes: compressor, condensador, evaporador, dispositivo de expansão, da carga de refrigerante e das condições dos ambientes interno e externo ao gabinete. Jakobsen (1995) analisou as influências de cada componente na eficiência global do sistema de refrigeração e concluiu que o evaporador é o componente mais relevante, o que justifica o enfoque do presente trabalho.

Na maioria dos refrigeradores brasileiros, o evaporador é do tipo *roll-bond*, ou seja, formado por duas placas planas de alumínio justapostas através de um processo de caldeamento, originando canais por onde escoo o refrigerante, como mostrado na figura 1a.



**Figura 1.** Evaporador modelado: (a) domínio físico e (b) domínio computacional

O efeito da inclinação sobre o coeficiente global de transferência de calor,  $UA$ , de um evaporador *roll-bond* foi estudado por Silva (1998), através da utilização de transdutores de fluxo de calor. Silva (1998) também observou que as trocas radiativas entre o evaporador e as paredes internas do gabinete refrigerado são significativas, resultados estes que foram posteriormente confirmados por Klein (1998). Um outro trabalho inédito, e também de caráter experimental, foi realizado por Melo et al. (1998), onde foram testadas placas com diferentes geometrias de canais, entre as quais se destaca a apresentada na figura 1a, foco do presente trabalho. Os procedimentos experimentais, apesar de permitirem determinar o comportamento físico do evaporador em condições reais, representam um aumento significativo no tempo e no custo de desenvolvimento de novos produtos. Tais testes são realizados em câmaras com temperatura e umidade controladas, exigindo um tempo médio de 24 horas se considerados tanto o tempo necessário à estabilização da câmara como o tempo para a realização de cada ensaio.

Neste contexto, fica evidente a necessidade do desenvolvimento de modelos numéricos capazes de caracterizar o comportamento térmico de evaporadores *roll-bond*. Entretanto, nenhum registro de modelos deste tipo foi encontrado na literatura especializada. Este trabalho procura preencher esta lacuna, apresentando um estudo numérico da transferência de calor em evaporadores *roll-bond* operando em regime permanente. O modelo desenvolvido foi aplicado à placa evaporadora mostrada na figura 1a, podendo, contudo, ser aplicado à outras geometrias de evaporador.

## 2. MODELAGEM MATEMÁTICA

### 2.1 Hipóteses Simplificativas

O modelo do evaporador foi dividido em dois sub-modelos: placa evaporadora e escoamento de fluido refrigerante. O modelo do escoamento se aplica tanto para a região de vapor superaquecido como para a região de escoamento bifásico.

Na modelagem do evaporador, considerou-se difusão bidimensional na placa nas direções vertical e horizontal. As duas placas justapostas que formam o evaporador *roll-bond* foram modeladas como uma única placa plana vertical, desconsiderando-se o relevo dos canais e a

resistência térmica de contato. As áreas interna e externa de troca de calor foram consideradas iguais.

O escoamento de refrigerante foi considerado unidimensional, laminar e plenamente desenvolvido. O canal foi considerado reto. Tanto a dissipação viscosa como a difusão axial de calor foram desprezadas. As variações de energia cinética e potencial também foram consideradas desprezíveis. A perda de carga ao longo do evaporador foi também desconsiderada. Na região de saturação, o escoamento foi considerado homogêneo.

## 2.2 Equações Fundamentais

A equação da energia aplicada a um elemento diferencial de volume da placa plana bidimensional representada na figura 1a, assume a seguinte forma:

$$\frac{\partial^2 T_{evap}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{evap}}{\partial y^2} + \frac{1}{kw} [2\lambda_e (\bar{T}_{gab} - T_{evap}) - 2\lambda_i (T_{evap} - T_{ref}) + q''_{rad}] = 0 \quad (1)$$

onde  $\lambda_i$  e  $\lambda_e$  representam, respectivamente, os coeficientes interno e externo de troca de calor no evaporador;  $\bar{T}_{gab}$ ,  $T_{ref}$  e  $T_{evap}$  indicam, respectivamente, a temperatura média do gabinete, a temperatura local do refrigerante e a temperatura local da placa evaporadora;  $w$  é a espessura da placa;  $k$  é a condutividade térmica do alumínio; e  $q''_{rad}$  representa as trocas radiativas líquidas entre o evaporador e as paredes internas do gabinete. A equação (1) aplica-se aos pontos da placa onde há escoamento interno de refrigerante. Nos pontos onde não há escoamento interno, o termo de troca de calor com o refrigerante deve ser desconsiderado. Como esta equação é elíptica nas direções  $x$  e  $y$ , fazem-se necessárias duas condições de contorno para cada direção. Assumiu-se, portanto, que não há transferência de calor nas bordas da placa, ou seja, as bordas são isoladas. Esta hipótese é bastante razoável, visto que a área de troca de calor neste região é ínfima se comparada com a área da placa.

Escrevendo as equações de conservação da massa e da energia para um elemento unidimensional de fluido escoando no interior dos canais do evaporador, tem-se:

$$\frac{dG}{dz} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{d}{dz}(Gh) = \lambda_i \frac{P_i}{A} (T_{evap} - T_{ref}) \quad (3)$$

onde  $G$  e  $h$  são, respectivamente, a vazão mássica de refrigerante por unidade de área e a entalpia específica;  $A$  é a área da seção transversal do canal e  $P_i$  o perímetro interno. Como condições de contorno, devem ser fornecidas ao modelo o fluxo de massa, a pressão de evaporação e a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador.

Considerando uma temperatura média para cada superfície do gabinete e desprezando a parcela de radiação refletida pelo evaporador, pode-se calcular o ganho de calor por radiação pela equação (4).

$$q''_{rad} = \varepsilon\sigma \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^6 F_{ij} (\bar{T}_i^4 - \bar{T}_{evap}^4) \quad (4)$$

onde  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann;  $\varepsilon$  a emissividade das superfícies ( $\varepsilon=0,9$ );  $\bar{T}_{evap}$  é a temperatura média da placa; e  $\bar{T}_i$  são as temperaturas médias de cada uma das seis superfícies internas do gabinete. O índice  $j$  foi utilizado para indicar as duas superfícies do evaporador. Os fatores de forma ( $F_{ij}$ ) são calculados segundo o procedimento apresentado por Kusuda (1975).

## 2.3 Propriedades Termodinâmicas e Coeficientes de Transferência de Calor

Fazem-se necessárias, ainda, a avaliação da temperatura e da densidade do refrigerante HFC-134a através de relações termodinâmicas. Quatro equações básicas foram utilizadas no cálculo das propriedades nas condições de saturação e de superaquecimento: equação de estado (Martin-Hou); equação para a pressão de vapor em função da temperatura; equação para o calor específico a pressão constante em função da temperatura e a equação para a massa específica do líquido em função da temperatura. Estas informações foram obtidas de Wilson & Basu (1988).

As propriedades termofísicas do refrigerante foram calculadas em função da pressão e entalpia, na região de superaquecimento, e em função da pressão, na região de saturação. As correlações foram obtidas a partir de uma regressão polinomial utilizando dados fornecidos pelo programa REFPROP 6.0 (McLinden et al., 1998). Para o ar, fez-se uso de expressões extraídas da ASHRAE (1976). Em todas as correlações anteriormente apresentadas, as propriedades termofísicas do ar devem ser avaliadas à temperatura de película. Para o alumínio, as propriedades foram consideradas constantes e tomados na temperatura de 300K.

No cômputo do coeficiente externo de troca de calor por convecção natural entre a placa evaporadora e o ar interno ao gabinete utilizou-se a correlação de Churchill & Chu (1975), que se aplica para todo o domínio do número de Rayleigh.

Para o cálculo do coeficiente interno de troca de calor fez-se uso da correlação de Dittus & Boelter (1930).

Para o escoamento bifásico, fez-se uso da correlação empírica apresentada por Jabardo et al. (1999), baseada no parâmetro de Martinelli, no *boiling number*, no número de Froude e no coeficiente de troca de calor considerando apenas a fase líquida do escoamento.

Nestas correlações, as propriedades termofísicas foram avaliadas na temperatura de mistura e o diâmetro do evaporador foi aproximado pelo diâmetro hidráulico ( $D_h = 4A/P_i$ ).

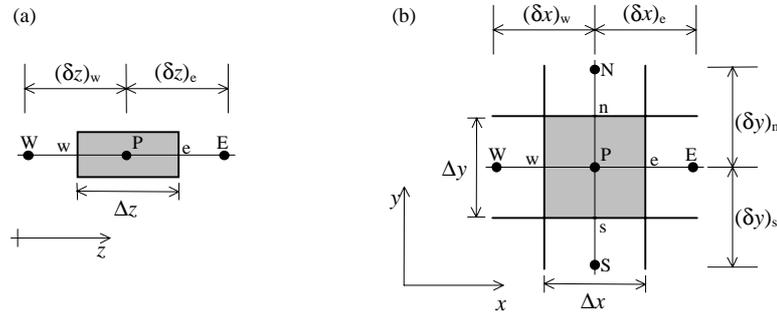
## 3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

As equações diferenciais foram integradas pelo método dos volumes finitos, segundo a metodologia apresentada por Patankar (1980). Fez-se uso de um esquema de interpolação *up-wind* para o escoamento e do esquema de diferenças centrais para a placa.

Como os canais da placa evaporadora em questão são uniformemente espaçados, uma malha computacional cartesiana uniforme pôde ser utilizada. Para o escoamento de refrigerante o mesmo procedimento foi empregado (ver figura 1b). Os elementos de volume de ambas as malhas possuem as mesmas dimensões ( $\Delta x = \Delta y = \Delta z = 13,0\text{mm}$ ). A malha da placa possui 23 x 37 pontos nodais no interior do domínio, num total de 851 pontos internos, e a malha do fluido é composta por 329 pontos nodais. O comprimento equivalente do canal foi obtido considerando que todos os volumes do domínio do fluido possuem comprimento igual a  $\Delta z$ , o que originou um valor 0,5% menor do que o valor real. Para evitar que esta pequena discrepância originasse um volume interno e conseqüentemente uma carga de refrigerante diferente, o que poderia alterar o desempenho do sistema, resolveu-se computar uma área de seção transversal equivalente para o canal, a partir do volume real e do comprimento do domínio considerado.

Estas aproximações podem, numa primeira análise, parecer muito restritivas. Contudo, justificam-se pois fornecem bons resultados sem a necessidade de malhas computacionais não-estruturadas, o que elevaria a complexidade do modelo. Outra justificativa consiste no fato de que as trocas de calor são determinadas a partir de correlações empíricas, cujos erros, de modo geral, variam em torno de  $\pm 10\%$ .

A malha bidimensional da placa e a malha unidimensional do fluido foram acopladas informando-se ao código computacional as posições de cada elemento de fluido em relação a um sistema coordenado com origem no canto inferior esquerdo da placa.



**Figura 2.** Elementos de volume típicos: (a) unidimensional e (b) bidimensional

Integrando a equação (1) no volume de controle bidimensional da figura 2b, obtém-se:

$$A_P T_{evap}|_P = A_E T_{evap}|_E + A_W T_{evap}|_W + A_N T_{evap}|_N + A_S T_{evap}|_S + S$$

$$\left\{ \begin{array}{l} A_E = \frac{k_w \Delta y}{(\delta x)_e}; A_W = \frac{k_w \Delta y}{(\delta x)_w}; A_N = \frac{k_w \Delta x}{(\delta y)_n}; A_S = \frac{k_w \Delta x}{(\delta y)_s} \\ A_P = A_E + A_W + A_N + A_S + 2[\lambda_e + \lambda_i]_P \Delta x \Delta y \\ S = [2\lambda_e \bar{T}_{gab} + 2\lambda_i T_{ref} + q''_{rad}]_P \Delta x \Delta y \end{array} \right. \quad (5)$$

Como a equação anterior depende dos termos vizinhos nas direções norte, sul, leste e oeste, optou-se pelo TDMA (*Tri-Diagonal Matrix Algorithm*) aplicado linha-por-linha para resolver o sistema linear. A integração das equações (2) e (3) volume de controle unidimensional esquematizado na figura 2a, fornece:

$$G_w = G_e = G \quad (6)$$

$$h_p = \frac{h_E \|-G_e, 0\| + h_W \|G_w, 0\| + (\lambda_i T_{evap})_P \frac{P_i}{A} \Delta z}{\|-G_e, 0\| + \|G_w, 0\| + (G_e - G_w) + \frac{(\lambda_i T_{ref})_P}{h_p^*} \frac{P_i}{A} \Delta z} \quad (7)$$

onde o sobrescrito \* representa o termo avaliado na iteração imediatamente anterior e  $\|a, b\|$  indica o máximo valor entre  $a$  e  $b$ . Como a equação (7) é parabólica, esta pode ser resolvida em marcha a partir da condição de contorno. Nota-se, ainda na equação (7), que o termo fonte foi linearizado com o objetivo de melhorar a estabilidade do modelo.

As equações foram resolvidas pelo método de substituições sucessivas, até que a convergência, dada pelo somatório dos erros relativos em todo domínio inferior à  $10^{-4}$ , fosse obtida. Sub-relaxação da ordem de 0,5 foi empregada.

Para uma dada condição de operação, caracterizada pelo fluxo de massa, pressão de evaporação, temperatura do gabinete e temperatura das superfícies internas pode-se determinar a distribuição de massa no evaporador, o campo de temperatura e de fluxo de calor na placa e o perfil de temperatura do fluido refrigerante.

## 4. RESULTADOS

Para validar o modelo desenvolvido, os resultados numéricos foram comparados com experimentos realizados por Melo et al. (1998), nas condições apresentadas na tabela 1. Nesta tabela os símbolos  $\dot{m}$ ,  $p_e$  e  $X_e$  correspondem ao fluxo de massa, a pressão de evaporação e

ao título do refrigerante na entrada do evaporador. As variáveis  $T_I$ ,  $T_S$ ,  $T_E$ ,  $T_D$ ,  $T_F$  e  $T_P$  representam, respectivamente, as temperaturas médias superficiais das paredes, inferior, superior, esquerda, direita, frontal e posterior.

Alimentando o modelo com os dados mostrados na tabela 1 ( a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador foi inferida a partir da pressão e do título), obtém-se os resultados indicados na tabela 2, onde  $Q$  representa a taxa de transferência de calor. Pode-se verificar que para os casos analisados a discrepância máxima entre os resultados numéricos e experimentais ficou em torno de 4%, o que indica a consistência da estratégia de modelação empregada.

**Tabela 1.** Condições testadas por Melo et al. (1998)

#	$\dot{m}$ [kg/h]	$p_e$ [bar]	$X_e$	$T_{gab}$ [°C]	$T_I$ [°C]	$T_S$ [°C]	$T_E$ [°C]	$T_D$ [°C]	$T_F$ [°C]	$T_P$ [°C]
1	2,91	1,16	0,32	-2,6	-2,0	1,8	-1,1	-0,2	-0,5	-6,6
3	2,37	1,19	0,32	-3,4	-2,8	0,8	-1,8	-1,0	-1,0	-7,1
14	0,93	1,17	0,32	-4,9	-4,3	-1,3	-3,3	-2,5	-2,6	-8,5
15	1,68	1,17	0,32	4,7	15,6	6,3	5,9	7,2	6,3	1,6

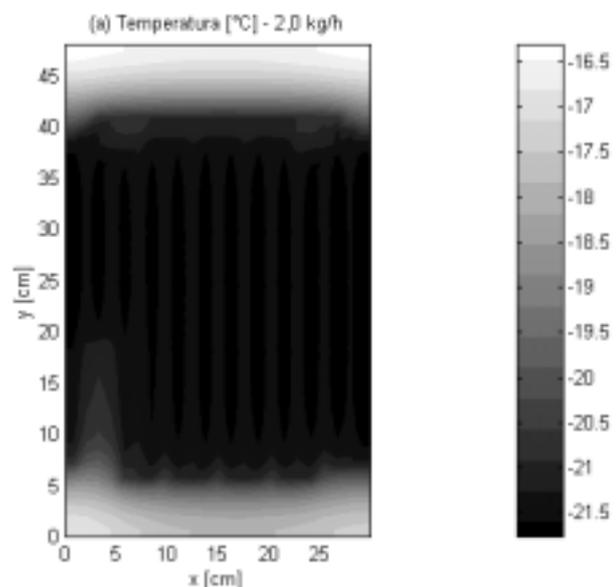
**Tabela 2.** Comparação com os resultados de Melo et al. (1998)

#	$Q$ [W]		
	medido	calculado	erro [%]
1	43,7	42,0	-4,1
3	39,8	38,6	-2,9
14	37,0	35,4	-4,2
15	60,0	58,6	-2,4

Para explorar as potencialidades do modelo, foram simulados dois casos com diferentes fluxos de massa: 2,0 kg/h e 0,5 kg/h, mantendo-se os demais parâmetros constantes. A pressão de evaporação foi considerada igual a 1,2 bar e as temperaturas do gabinete e das superfícies internas foram consideradas, respectivamente, como 5°C e 10°C.

Na figura 3a, obtida para 2,0 kg/h, observa-se que a placa é praticamente isotérmica com temperatura bastante próxima da temperatura de saturação do fluido (-22,3°C), já que o refrigerante permanece saturado em todo o domínio. As variações mais intensas de temperatura (~5°C) ocorrem entre as regiões superior e inferior e a região 'isotérmica' por onde escoa o refrigerante. A figura 3a permite ainda observar a distribuição dos canais na placa evaporadora.

Nota-se, na figura 3b, obtida para 0,5kg/h, que ocorre uma variação significativa na temperatura ao longo da placa evaporadora, tanto na direção vertical como na horizontal, o que se deve ao superaquecimento do refrigerante, conforme pode ser melhor observado na figura 4a. Como o fluxo de massa é pequeno, o refrigerante superaquece logo após entrar no evaporador, o que reduz a taxa de remoção de calor e eleva a temperatura da placa. Observa-se, também, que como as regiões de entrada e saída do evaporador estão

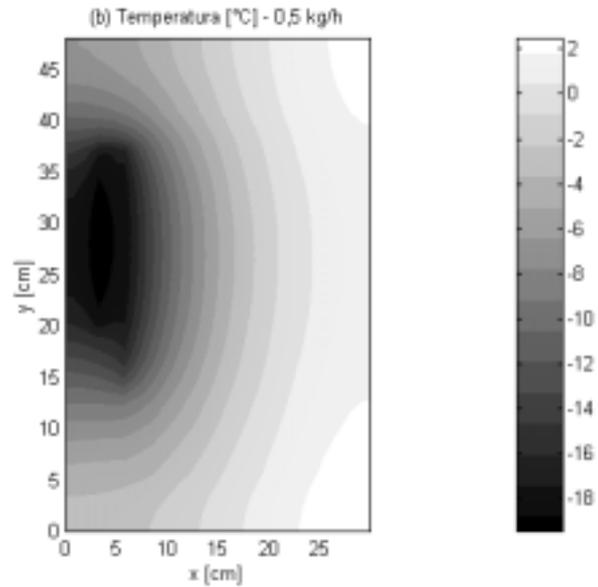


**Figura 3a.** Distribuição de temperatura na placa evaporadora – 2,0 kg/h

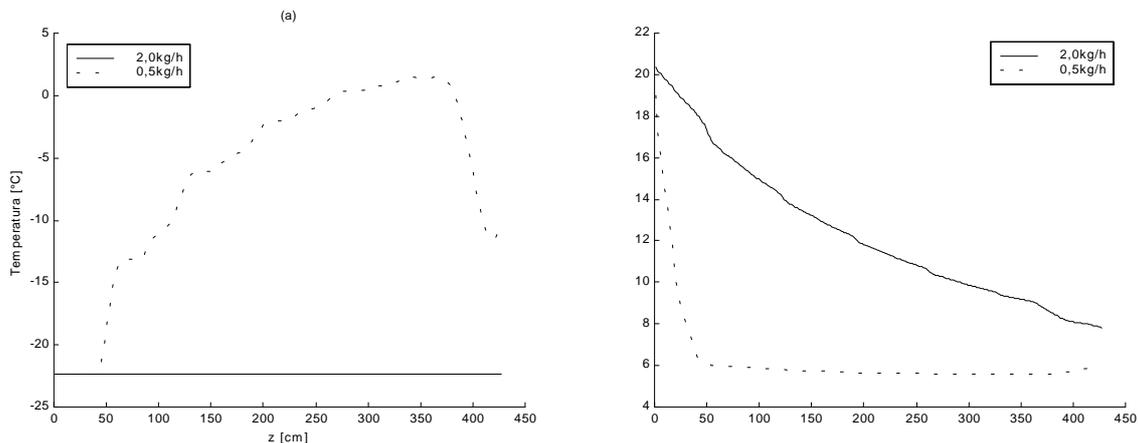
bastante próximas ocorre, esta posição, uma intensa troca de calor que reduz a temperatura do refrigerante superaquecido na saída e aumenta o título do refrigerante saturado na entrada. Este fato afeta a eficiência da placa, já que diminui a quantidade de refrigerante líquido disponível. As variações de temperatura são da ordem de 20°C.

Na figura 4 são apresentados os perfis de temperatura e entalpia do fluido para os dois casos estudados. Na figura 4a, para o caso 1, observa-se que a temperatura não varia, ou seja, o refrigerante muda de fase em todo domínio. Para o caso 2 tornam-se evidentes o superaquecimento do refrigerante logo após o bordo de entrada do evaporador (~50cm) e o resfriamento próximo da região de saída. Nota-se, ainda na figura 4a, um pequeno reaquecimento no bordo de saída. Credita-se este fato à influência da região inferior da placa que se encontra numa temperatura mais alta. As demais inflexões presentes ao longo do perfil de temperatura também são explicadas pela influência das regiões quentes da placa (inferior e superior) sobre o escoamento.

A figura 4b apresenta o perfil de massa específica ao longo do canal. Observa-se que, para o caso 1, o perfil é praticamente linear, já que o escoamento bifásico foi considerado homogêneo. Para o caso 2, a massa específica decresce rapidamente até que não haja mais líquido no evaporador.



**Figura 3b.** Distribuição de temperatura na placa evaporadora – 0,5 kg/h



**Figura 4.** Propriedades do escoamento: (a) temperatura e (b) massa específica

## 5. CONCLUSÕES

O presente trabalho representa de uma iniciativa inédita na área de refrigeração, com foco num modelo computacional capaz de caracterizar o desempenho de evaporadores *roll-bond* em regime permanente. Apesar das hipóteses simplificativas adotadas, verificou-se que o modelo reflete, com razoável nível de concordância, os resultados experimentais de Melo et al. (1998).

Como potencialidades do modelo destacam-se o cálculo da distribuição de massa de refrigerante ao longo do evaporador e da condição do refrigerante na saída do evaporador. O modelo permite também a determinação da distribuição de temperatura na placa e no escoamento. As taxas médias de troca de calor também podem ser avaliadas com razoável precisão. A limitação do presente modelo reside na forte dependência entre a malha do fluido e da placa o que faz com que os pontos de acoplamento precisem ser informados individualmente ao código computacional.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a colaboração da Multibrás Eletrodomésticos S.A e da Empresa Brasileira de Compressores S.A neste projeto, através dos engenheiros Marco E. Marques, Moacyr M. Mezavila e Roberto H. Pereira.

## 7. REFERÊNCIAS

- ASHRAE, 1976, “Thermophysical Properties of Refrigerants”, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, NY, USA, 237 p.
- Churchill, S.W. & Chu, H.H.S., 1975, “Correlation Equations for Laminar and Turbulent Free Convection for a Vertical Plate”, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol.18, pp.1323-1329.
- Dittus, F.W. & Boelter, L.M.K., 1930, “University of California Publications on Engineering”, Berkeley, Vol.2, p. 443.
- Jabardo, J.M.S., Bandarra Filho, E.P., Lima, C.U.S., 1999, “New Correlation for Convective Boiling of Pure and Halocarbon Refrigerants Flowing in Horizontal Tubes”, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, Vol.XXI, No.2, pp.245-258.
- Jakobsen, A., 1995, “Energy Optimization of Refrigeration Systems: The Domestic Refrigerator - A Case Study”, Ph.D. thesis, DTU, Lyngby, Denmark, 137p.
- Klein, F.H., 1998, “Desenvolvimento de um Código Computacional para Análise do Desempenho de Refrigeradores Domésticos”, Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, Brasil, 178p.
- Kusuda, T., 1975, “Heating and Cooling Load Determination Program”, National Bureau of Standards, Washington D.C., USA.
- McLinden, M.O., Klein, S.A., Lemmon, E.W., Peskin, A.P., 1998, “REFPROP 6.0: Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures”, NIST, Washington D.C., USA, 125p.
- Melo, C., Silva, L.W., Silveira, S.J., 1998, “Evaporadores *Roll-Bond* – Parte I”, Relatório de Pesquisa UFSC/EMBRACO, Florianópolis, Brasil, 44p.
- Patankar, S.V., 1980, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere, NY, USA, 197p.
- PROCEL, 1998, Ministério das Minas e Energia, <http://www.eletronbras.gov.br/procel/>.
- Silva, L.W., 1998, “Avaliação Experimental da Transferência de Calor em Evaporadores *Roll-Bond*”, Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, Brasil, 183p.
- Wilson, D.P. & Basu, R.S., 1988, “Thermodynamic Properties of New Stratospherically Safe Working Fluid – R134a”, ASHRAE Trans., Vol.94, Part2, pp.2095-2118.