

**MERCOFRIO 2000 – CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO,
AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL**

**AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DO REFRIGERANTE
HFC-134a EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO NO INTERIOR DE TUBOS
MICROALETADOS**

Enio P. Bandarra Filho – email: bandarra@sc.usp.br

Laboratório de Refrigeração – Escola de Engenharia de São Carlos – USP
Av. Dr. Carlos Botelho 1465 – CEP 13560-970 São Carlos – SP – Brasil.

José M. Saiz Jabardo – email: mjabardo@sc.usp.br

Rodrigo de Macedo – email: romacedo@uol.com.br

***Resumo.** O presente estudo trata da avaliação do desempenho termo-hidráulico do R-134a em escoamento monofásico no interior de tubos lisos e microaletados. A seção de testes era composta por um tubo de cobre (liso ou microaletado) de 1,5 metros de comprimento e 7,93 mm de diâmetro externo, o qual era aquecido por intermédio de resistências elétricas. Os ensaios foram realizados fixando a temperatura de entrada na seção de testes na ordem de $-2,5^{\circ}\text{C}$ para uma pressão de 590 kPa. Para a realização dos ensaios, o número de Reynolds, Re , variou na faixa entre 6000 e 25000, correspondendo a valores da velocidade mássica, G , da ordem de 300 a 1050 kg/sm^2 , respectivamente. Os resultados experimentais indicaram que o tubo microaletado apresentou uma intensificação na transferência de calor da ordem de 60% em relação ao liso e a perda de carga foi praticamente da mesma ordem.*

Palavras Chave: Microaletado, Escoamento monofásico, Transferência de calor, Intensificação, R-134a.

1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de superfícies intensificadoras (da taxa de transferência de calor) tem sido objeto de estudos intensivos nos últimos 20 anos. Tais superfícies permitem a obtenção de trocadores de calor mais compactos – envolvendo considerações econômicas relacionadas ao custo inicial - ou condições que permitam uma redução do custo operacional. Infelizmente, a obtenção de altas taxas de transferência de calor está intimamente relacionada a uma elevação da resistência hidráulica (perda de carga) do fluido do processo. Nesse sentido, alguns pesquisadores têm introduzido parâmetros de avaliação (ou de “intensificação”), definidos em termos da relação entre as intensificações da taxa de transferência de calor e da perda de carga. A utilização de uma superfície intensificadora se justificaria, assim, caso proporcionasse um parâmetro de intensificação elevado.

Os tubos de cobre dotados de microaletas na superfície interior, conhecidos no meio industrial por “tubos microaletados”, começaram a ser desenvolvidos no final da década de 70 pela Hitachi Cable Ltd., com o objetivo de melhorar as características de transferência de calor em evaporadores e condensadores de circuitos frigoríficos. Um corte de um desses tubos é apresentado de forma ilustrativa na Fig. 1. Na atualidade, uma série relativamente ampla de configurações alternativas vem sendo desenvolvida pelos fabricantes, tendo por objetivo

aplicações específicas. Em geral, a superfície interior é constituída por 60 a 70 aletas em espiral, com ângulo de hélice, β , variando entre 16° e 30° , e espessura em torno de 0,2 mm. Os tubos se caracterizam por reduzida espessura de parede, em geral da ordem de 0,5 mm (e até inferior), o que proporcionou o atrativo econômico para as aplicações industriais.

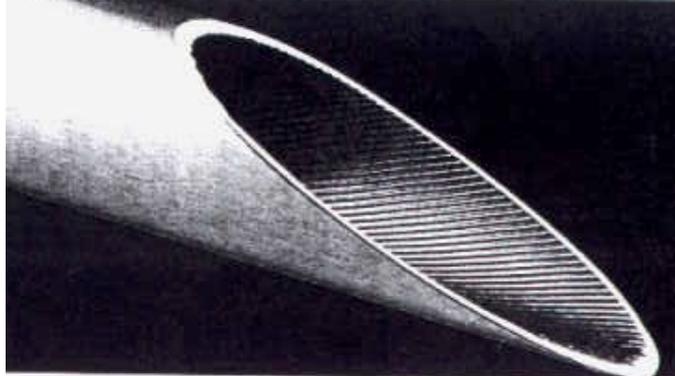


Figura 1. Corte de um tubo microaletado.

A maioria dos trabalhos publicados envolvendo tubos microaletados se destinam à avaliação do desempenho de refrigerantes em mudança de fase. Raros são aqueles dedicados ao desempenho de fluidos em escoamento monofásico. Em parte, tal escassez está relacionada às aplicações desses tubos, destinados, em geral, a condensadores e serpentinas (evaporadores, resfriadores de ar) de circuitos frigoríficos. Entretanto, dado o excelente desempenho térmico dos tubos de cobre microaletados em condições de escoamento monofásico, há potencial para sua aplicação ao escoamento de líquidos em geral.

2. EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL

A bancada experimental é composta por três circuitos distintos: o do resfriador (“chiller”), o de solução anti-congelante, constituída de solução a 60% de etileno glicol/água, e o de ensaios ou de refrigerante. Dado que os outros dois circuitos são de apoio, somente o circuito envolvendo o refrigerante, cujo diagrama esquemático se encontra na Fig. 2, será aqui considerado. A circulação do refrigerante é proporcionada por uma bomba de engrenagens de “Ryton”, o que evita a contaminação do refrigerante pelo óleo de lubrificação, que inevitavelmente acompanha o refrigerante em compressores. A vazão de refrigerante é controlada por intermédio de um variador de frequência, que atua sobre a rotação do motor de acionamento da bomba. O título do refrigerante na entrada da seção de testes é ajustado pela potência elétrica dissipada no denominado pré-aquecedor. Este é constituído de uma serpentina de tubos de cobre com resistências elétricas tipo fita enroladas na superfície exterior, perfazendo um total de 9 kW. A potência elétrica dissipada é controlada por um variador de tensão (VARIAC) de acionamento manual. O pré-aquecedor foi confinado em um envoltório de isolante, lã de vidro e espuma de borracha, para reduzir as perdas para o exterior. Precedendo o pré-aquecedor encontra-se um subresfriador do refrigerante líquido proveniente da bomba. Este trocador de calor, do tipo tubos concêntricos, foi instalado com o objetivo de prevenir qualquer possibilidade de formação de vapor na entrada do pré-aquecedor em virtude do efeito de coluna, o que tornaria impossível conhecer o estado do refrigerante na entrada do mesmo sem uma avaliação experimental do título, envolvendo um procedimento relativamente complexo. A potência elétrica total dissipada no pré-aquecedor e na seção de testes é removida pelo condensador. Este é do tipo carcaça/tubos, sendo resfriado pela solução de etileno glicol/água. Outros acessórios foram agregados ao circuito de

refrigerante, como o filtro secador e o visor de líquido, indicados na Fig. 2. Digno de nota é o depósito de refrigerante que opera como acumulador, constituído de uma garrafa comercial de refrigerante. O referido depósito está instalado acima da bancada, sendo útil pela forma simples com que permite a retirada ou adição de refrigerante ao circuito.

A seção de testes é constituída de um tubo de cobre de 1,5 m de comprimento, 7,93 mm de diâmetro externo, com as seguintes características geométricas: espessura da parede: 0,28 mm, altura da aleta 0,2 mm, ângulo de hélice: 18° e número de aletas: 65. O tubo foi aquecido eletricamente por resistências de fita, confeccionadas em “Kapton”, e enroladas na superfície exterior, proporcionando um fluxo de calor total de 25 kW/m². A potência elétrica dissipada é controlada por um variador de tensão (VARIAC) de acionamento manual. Para reduzir ao máximo as perdas de calor para o exterior, o conjunto tubo e resistências é recoberto sucessivamente por uma camada de lã de vidro de 70mm de espessura e outra de espuma de borracha de 25mm de espessura. Um Visor tubular de vidro “pirex”, de 100mm de comprimento, e de mesmo diâmetro interno do tubo ensaiado foi instalado na saída da seção de testes com o objetivo de permitir observações visuais dos padrões de escoamento.

As temperaturas da superfície do tubo foram medidas em 4 seções distantes 0,3, 0,6, 0,9 e 1,2 m da entrada da seção de testes. A temperatura é medida por intermédio de termopares do tipo T (cobre – constantan) de bitola AWG 30. Na medida da pressão são utilizados transdutores de pressão com escalas de pressão absoluta variando de 0 a 25 bar e 0 a 13 bar, respectivamente. Os de menor fundo de escala são utilizados na medida da variação da pressão ao longo da seção de testes. Os transdutores proporcionam saída em corrente, 4-20 mA. A vazão (massa) é medida por intermédio de um medidor do tipo efeito Coriolis. O fundo de escala do aparelho é de 1000 kg/h. A potência elétrica dissipada no pré-aquecedor e na seção de testes é lida por intermédio de transdutores de potência com saída em corrente, 4-20 mA. Para a medida da perda de carga é utilizado um transdutor diferencial de pressão conectado na entrada e saída da seção de testes.

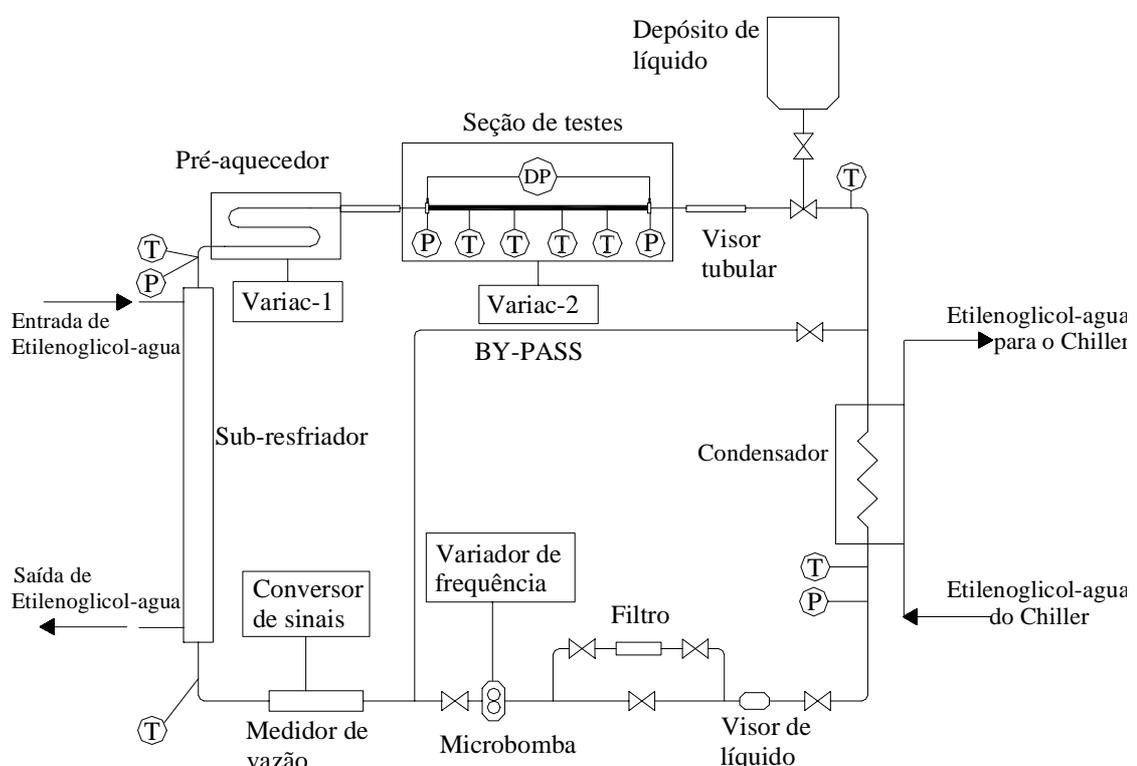


Figura 2. Diagrama esquemático do circuito experimental.

3. ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os resultados experimentais foram levantados utilizando o fluido refrigerante HFC 134a (R-134a) para as seguintes condições: Pressão de 590 kPa e temperatura de entrada na seção de testes $-2,5^{\circ}\text{C}$. Tais resultados foram agrupados e comparados com dados para tubo liso de mesmo diâmetro, além de superpor a correlação de Dittus & Boelter (1930), Eq. 1. Um dos raros trabalhos digno de nota, citado por Webb (1994), é o de Khanpara et al (1987), em que se levanta uma curva do grupo adimensional $\text{Nu}/\text{Pr}^{0,4}$ em função do número de Reynolds, Re . A Fig. 3 apresenta a superposição dos resultados experimentais obtidos com os dados de Khanpara et al (1987), para o HCFC-22 (R-22) escoando em tubo microaletado de diâmetro interno 8,8 mm, com altura de aleta de 0,22 mm e ângulo de hélice de 17° . Percebe-se claramente uma significativa elevação do coeficiente de transferência de calor dos tubos microaletados em relação aos lisos. Nota-se, ainda, que o tubo microaletado ensaiado apresentou melhor desempenho que aquele testado por Khanpara et al (1987).

$$h = \frac{k_L}{D} \cdot \text{Re}_L^{0,8} \cdot \text{Pr}_L^{0,4} \quad (1)$$

A Fig. 4 ilustra uma comparação da perda de carga, ΔP (kPa/m), entre o tubo microaletado e o liso para distintas velocidades mássicas, G , (Kg/s.m^2). Para efeito de comparação, a perda de carga foi avaliada utilizando o coeficiente de atrito dado pela correlação de Haaland apud White (1991), que incorpora os efeitos de rugosidade superficial, neste caso, a altura, e , da aleta. Assim,

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2}{2 \cdot \rho_L \cdot D \cdot L} \quad (2)$$

onde,

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -1,8 \log \left[\frac{6,9}{\text{Re}_L} + \left(\frac{e}{3,7 \cdot D} \right)^{1,11} \right] \quad (3)$$

É interessante notar que a perda de carga no tubo ranhurado é da mesma ordem de grandeza da observada no tubo liso, embora para vazões superiores tenda a ser superior. Por outro lado a correlação de Haaland se mostra adequada para vazões superiores, apresentando valores algo superiores no caso de vazões reduzidas.

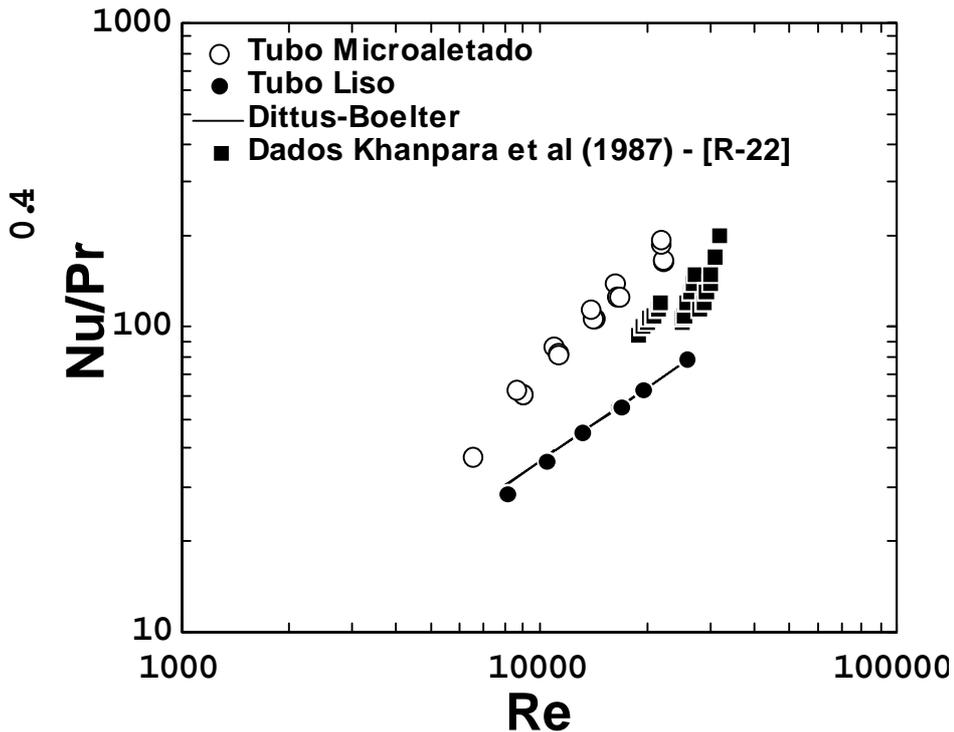


Figura 3. Comparação dos resultados experimentais para transferência de calor - Refrigerante R-134a à pressão de 590 kPa e temperatura de entrada na ST de $-2,5^{\circ}\text{C}$, com os de Khanpara et al (1987) ($D_i=8,83$ mm, dimensão da aleta=0,22 mm e $\beta=17^{\circ}$). A curva corresponde à correlação de Dittus & Boelter (1930) para escoamento monofásico de líquido.

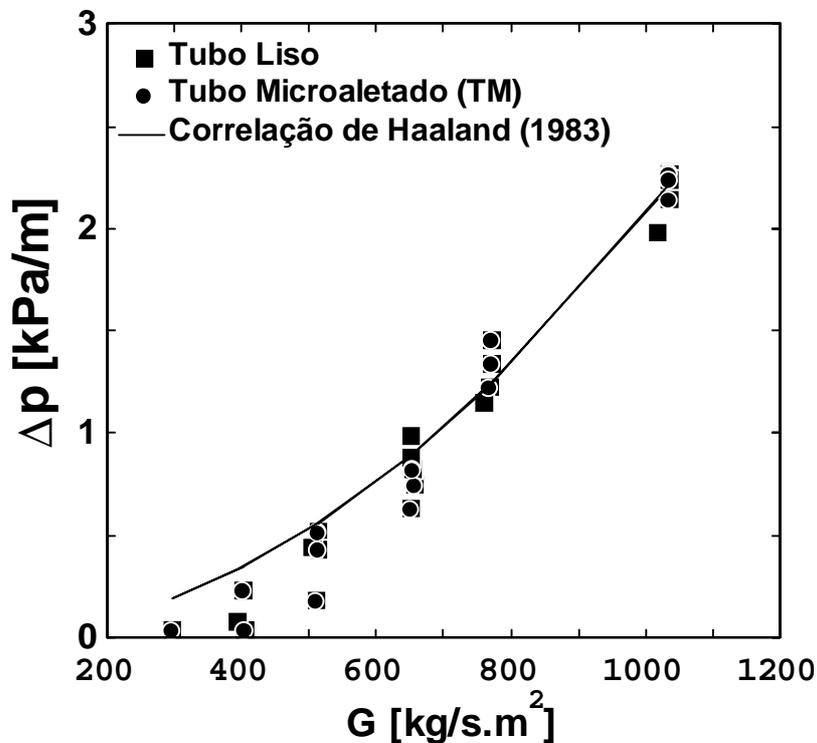


Figura 4. Resultados experimentais para perda de carga entre tubo microaletado e liso, para as mesmas condições da Fig. 3. A curva corresponde à correlação de Haaland (1983) apud White (1991) que foi superposta para efeito de comparação.

4. CONCLUSÕES

As principais conclusões relativas ao presente trabalho são apresentadas a seguir:

- O desvio máximo encontrado para tubo liso em relação a correlação de Dittus-Boelter foi de 8%.
- O coeficiente de transferência de calor para o tubo microaletado apresentou uma intensificação da ordem de 60% para vazões reduzidas, tendo alcançado valores da ordem de 160% para vazões elevadas em relação ao tubo liso.
- A perda de carga para o tubo microaletado foi da mesma ordem daquela do tubo liso.
- O tubo microaletado ensaiado mostrou potencial para aplicações industriais, pois apresentou uma significativa intensificação da transferência de calor sem, entretanto, introduzir efeitos dignos de nota na perda de carga.

Agradecimentos

Os autores gostariam de expressar seus agradecimentos à empresa Termomecânica S/A que forneceu os tubos para a realização do presente trabalho e à FAPESP pela concessão de uma bolsa de doutoramento ao primeiro autor.

BIBLIOGRAFIA

- Dittus, F.W. & Boelter, L.M.K. (1930). Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type. *University of California Publications on Engineering*, v. 2, N. 13, p. 443.
- Khanpara, J. C.; Bergles, A. E. e Pate, M. B. (1985). "Augmentation of R-113 In-Tube Condensation with MicroFin Tubes," *Heat Transfer in Air Conditioning and Refrigeration Equipment, HTD-Vol. 65, ASME*, p. 21-32.
- Webb, R. L. (1994). "Principles of Enhanced Heat Transfer", John Wiley&Sons.
- White, F.M. (1991). "Viscous Fluid Flow", McGraw-Hill, Inc.

THERMO - HYDRAULIC PERFORMANCE OF REFRIGERANT R-134a FLOWING AS SUBCOOLED LIQUID IN MICROFIN COPPER TUBES

Abstract: *Present study deals with the experimental evaluation of the thermo - hydraulic performance of refrigerant R-134a flowing as subcooled liquid in smooth and microfinned copper tubes. Copper tubes electrically heated, 1.5 m long, and 7.93 mm internal diameter were tested in the experiments. The inlet pressure and temperature of the refrigerant at the test section entrance were kept constant and equal to 590 kPa and -2.5°C throughout the experiments. The mass velocity of the refrigerant was varied in the range between 300 kg/s.m^2 and $1,050 \text{ kg/s.m}^2$, corresponding to Reynolds numbers between 6,000 and 25,000. Heat transfer enhancement obtained in the microfinned tube with respect to the smooth one varied in a range up to a maximum of 60%, with similar figures for the pressure drop.*

Key words: *Microfin, Subcooled, Heat Transfer, Enhancement, R-134a.*