

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA EBULIÇÃO CONVECTIVA DO R-134a ESCOANDO NO INTERIOR DE TUBOS LISOS E MICROALETADOS

Enio Pedone Bandarra Filho

Laboratório de Refrigeração – Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo. Av. Trabalhador São Carlense, 400 – CEP. 13566-590 – São Carlos – SP.
bandarra@sc.usp.br

José Maria Saiz Jabardo

Laboratório de Refrigeração – Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo. Av. Trabalhador São Carlense, 400 – CEP. 13566-590 – São Carlos – SP.
mjabardo@sc.usp.br

Resumo. O presente trabalho investigou experimentalmente o desempenho térmico dos tubos microaletados em ebulição convectiva do refrigerante R-134a escoando no interior de tubos liso e microaletado. Uma bancada experimental foi construída com o intuito de investigar a mudança de fase de refrigerantes escoando em tubos de cobre (liso ou microaletado) de 9,52mm de diâmetro interno e 1,5m de comprimento. O tubo da seção de testes era aquecido por intermédio de uma resistência elétrica do tipo fita, aderida à superfície externa do tubo. O fluxo de calor imposto na seção de testes variou entre 5 e 10 kW/m², a velocidade mássica entre 100 e 300 kg/s.m², o título médio na seção entre 5 e 90% e a temperatura de evaporação na entrada da seção de testes foi mantida constante na ordem de 5°C. Os resultados mostraram que o tubo microaletado apresentou excelente desempenho para velocidades mássicas reduzidas, $G=100$ kg/s.m². O fator de intensificação alcançou valores, em média, da ordem de 5 para $G=100$ kg/s.m², 2 para $G=200$ kg/s.m² e cerca de 1,3 para $G=300$ kg/s.m².

Palavras chave: Intensificação, Ebulição convectiva, R-134a, Microaletado, Refrigerante, Experimental.

1. Introdução

Apesar do relativo conhecimento adquirido ao longo dos anos a respeito da ebulição convectiva de refrigerantes, a necessidade de substituição dos compostos da família dos CFC's suscitou um renovado esforço de pesquisa desse mecanismo de transferência de calor. Como resultado, recentes estudos têm abordado, com ferramental mais adequado tecnologicamente, algumas lacunas deixadas por pesquisas anteriores. 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.

Uma tendência relativamente recente na indústria frigorífica nacional é a utilização de tubos de cobre dotados de microaletas (ranhuras) no seu interior, denominados de tubos microaletados. Os fabricantes alegam que o desempenho termo-hidráulico (termo relativo ao efeito combinado da transferência de calor e da perda de carga) dos refrigerantes halogenados é sensivelmente melhorado quando mudam de fase no interior desses tubos. Pesquisas levadas a cabo em outros países, especialmente Japão e Estados Unidos, têm confirmado essa tendência. No presente trabalho serão apresentados e discutidos resultados obtidos envolvendo a evaporação do refrigerante R-134a no interior de tubos internamente ranhurados, fabricados pela empresa Termomecanica São Paulo S/A, comparando com resultados obtidos para tubos lisos de mesmo diâmetro.

2. Revisão Bibliográfica

O tubo microaletado distingue-se das demais formas de intensificação no interior de tubos pelas aletas, que apresentam altura da ordem de 0,2mm, e são mais numerosas, tipicamente 60 ao longo do perímetro do tubo. A Fig. (1) apresenta um corte esquemático de um tubo internamente ranhurado e um detalhe com os principais parâmetros geométricos.

Observações visuais tem mostrado que o melhor desempenho dos tubos microaletados em relação aos lisos se deve à alteração no padrão de escoamento, principalmente para vazões reduzidas. Essa alteração ocorre, principalmente, para o caso do padrão de escoamento estratificado, que para tubos microaletados, assume uma configuração semelhante ao padrão anular, pois o líquido se desloca para a região superior do tubo através das ranhuras espirais.

Darabi et al (1995) e Muzzio et al (1997) afirmam que os tubos microaletados estão sendo utilizados por cerca de 30% das indústrias de refrigeração do mundo, principalmente, devido à sua eficácia, obtendo-se, em certos casos, uma

intensificação da ordem de 5 vezes. Algumas indústrias e pesquisadores não têm medido esforços em projetar e desenvolver novas geometrias de microaletas que poderiam melhorar ainda mais seu desempenho.

Um dos primeiros estudos relacionados à mudança de fase de refrigerantes em tubos aletados internamente foi publicado em 1953 por Boling apud Webb (1994). Lavin (1963) realizou o primeiro estudo envolvendo distintas geometrias de aletas internas. Já em relação aos tubos microaletados, as pesquisas iniciaram-se no final da década de 70, com o primeiro estudo registrado na literatura tendo sido desenvolvido em 1977 por Fujie apud Webb (1994), para a Hitachi Cable Ltda.

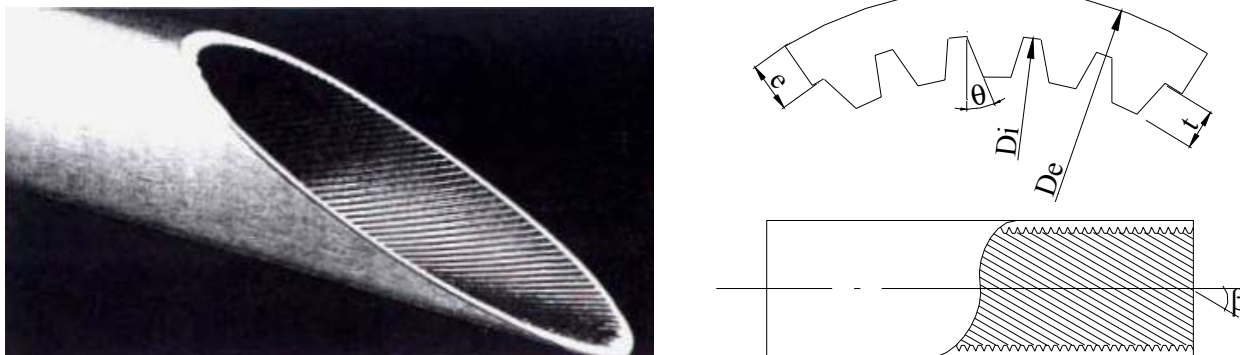


Figura 1. Representação esquemática e parâmetros geométricos de um tubo internamente ranhurado.

Khanpara et al (1986) pesquisaram a intensificação da transferência de calor do R-113 em mudança de fase de tubos microaletados. A seção de testes era composta por um tubo de 9,52 mm de diâmetro por 1 m de comprimento. As condições operacionais dos ensaios foram as seguintes: velocidade mássica, G , de 197 a 594 kg/s.m², título médio na seção de 15 a 85%, fluxo de calor, ϕ , de 10,7 a 53,6 kW/m² e a pressão foi mantida em torno de 241 kPa. O tubo da seção de testes era aquecido por água que circulava entre dois tubos concêntricos. As características geométricas do tubo microaletado, utilizadas por Khanpara et al (1986), foram: altura da aleta: 0,15 mm; números de aletas de 60 a 70 e ângulo de hélice de 20°. Foram ensaiados oito tubos microaletados, com geometria distinta, e um tubo liso, utilizado para efeito de comparação. Realizaram testes para escoamento com mudança de fase e monofásico.

Os resultados apresentaram uma intensificação da ordem de 30 a 80% do tubo microaletado em relação ao tubo liso para escoamento monofásico. Já para escoamento com mudança de fase, a intensificação da transferência de calor foi de 30 a 100% em relação ao tubo liso. Para o caso da perda de carga, os resultados apresentaram um aumento de até 80% do tubo microaletado em relação ao tubo liso, porém houve um caso em que a perda de carga para o tubo liso foi superior ao tubo microaletado. Isso, possivelmente, ocorreu devido a erros de leitura ou tais valores estavam dentro da faixa de incertezas. Os autores concluíram, ainda, que a perda de carga aumenta com o incremento do título e velocidade mássica, ao passo que o número de aletas influencia o coeficiente de transferência de calor. No caso, observaram que tubos com maior número de microaletas apresentaram melhores resultados, especialmente por indicar a melhor relação entre o coeficiente de transferência de calor e perda de carga.

Webb (1994) relacionou diversos estudos envolvendo a variação de alguns parâmetros, como o estudo realizado por Ito e Kimura (1979), que variaram o ângulo de hélice da microaleta. Como pode ser observado pela da Fig. (2), o ângulo de hélice ótimo para a intensificação do coeficiente de transferência de calor ficou entre 5 e 20°, aproximadamente, e para ângulos de hélice maiores o coeficiente diminuiu. Webb (1994) apresentou, ainda, uma comparação para o escoamento com mudança de fase de refrigerante R-22 em tubo microaletado patenteado pela Hitachi. A Fig. (3) apresenta uma comparação do coeficiente de transferência de calor e perda de carga em função da velocidade mássica entre os tubos liso e microaletado. É interessante destacar que houve uma elevação de apenas 10% da perda de carga em relação ao tubo liso, ao passo que a transferência de calor aumentou de 50 a 100%.

3. Equipamento Experimental

A bancada experimental, cujo diagrama esquemático se encontra na Fig. (4), será a seguir apresentada em detalhe. 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. (4). O depósito de refrigerante merece certo destaque, pois 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.

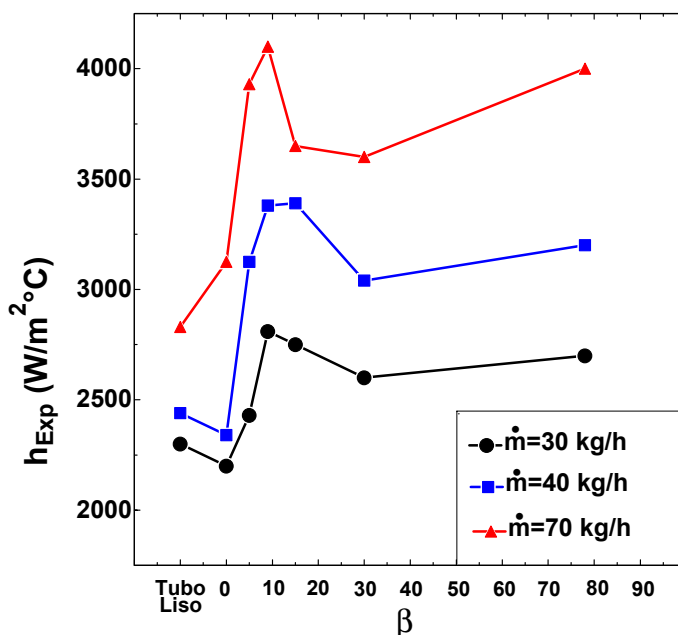


Figura 2. Variação do ângulo de hélice pelo coeficiente de transferência de calor em tubos microaletados. Ito e Kimura (1979).

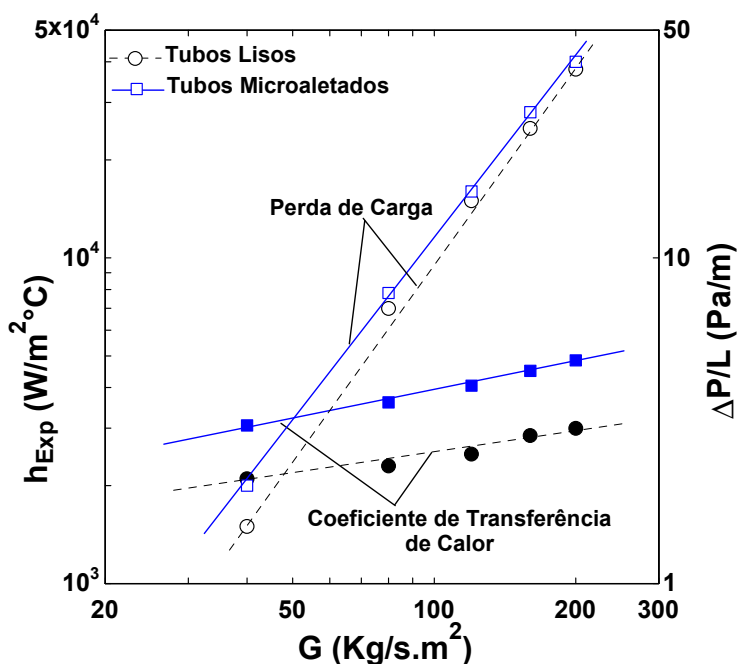


Figura 3. Comparação do coeficiente de transferência de calor e perda de carga entre tubos lisos e microaletados. Webb (1994).

A seção de testes, cuja representação esquemática se encontra na Fig. (5), é constituída de um tubo de cobre de 1,5 m de comprimento, 9,52 mm de diâmetro externo. O tubo microaletado ensaiado apresenta as seguintes características geométricas: espessura da parede: 0,28 mm, altura da aleta 0,2 mm, ângulo de hélice: 18° e número de aletas: 82. O tubo foi aquecido eletricamente por resistências de fita, confeccionadas em “Kapton”, e enroladas na superfície exterior, proporcionando um fluxo de calor máximo 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.

Os locais de medida da temperatura e pressão ao longo do circuito de refrigerante estão indicados na Fig. (4). A Fig. (5) apresenta a localização dos termopares de medida da temperatura superficial ao longo do tubo. A temperatura é medida por intermédio de termopares do tipo T (cobre – constantan) de bitola AWG 30, apresentando precisão de 0,2°C. 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 e apresentam, ainda, precisão de 0,3% do fundo de escala. A vazão (massa) é medida por intermédio de um medidor do tipo efeito Coriolis, cujo sensor está instalado no local indicado na Fig. (4), de forma a garantir a passagem de líquido pelo local. O fundo de escala do aparelho é de 1000 kg/h, tendo o fabricante fornecido um certificado de calibração segundo o qual a precisão do aparelho é de 0,15% do fundo de escala para a faixa de vazões de interesse. 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. A precisão do aparelho foi determinada como sendo igual a 0,5% do fundo de escala através de aferição levada a efeito por intermédio de um multímetro de precisão, com leitura de corrente e tensão. A aferição foi efetuada com os transdutores conectados ao sistema de aquisição de dados.

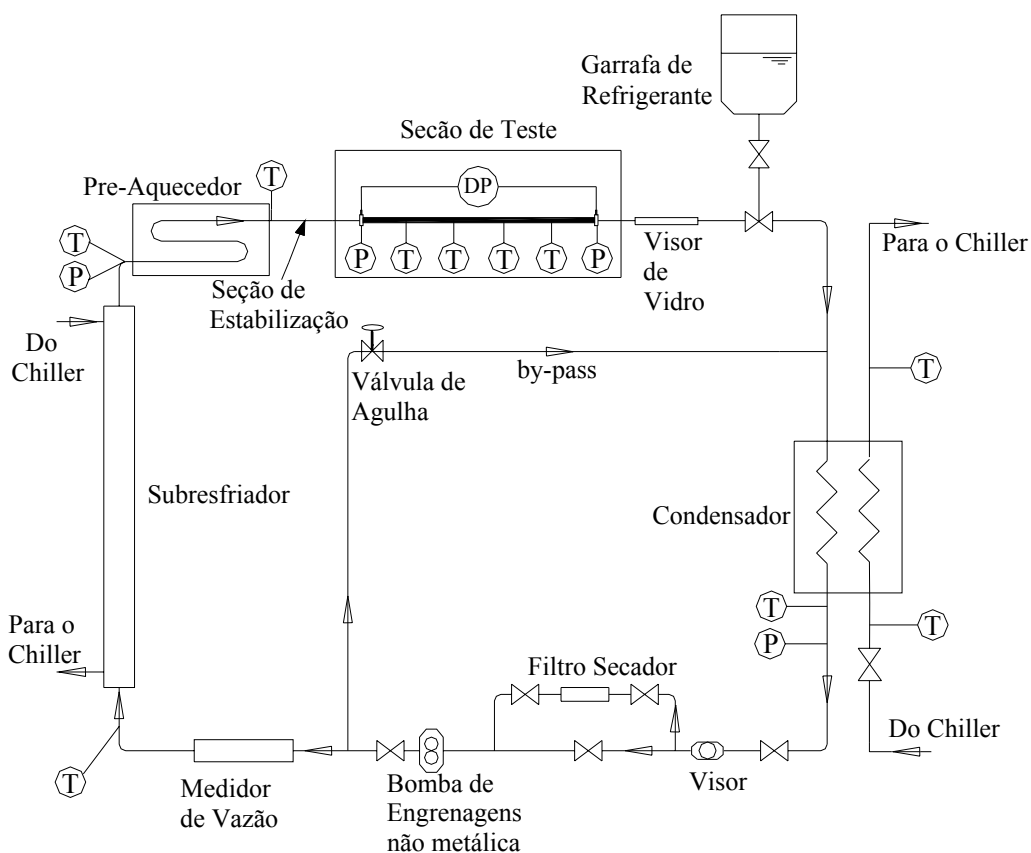


Figura 4. Diagrama esquemático do circuito experimental.

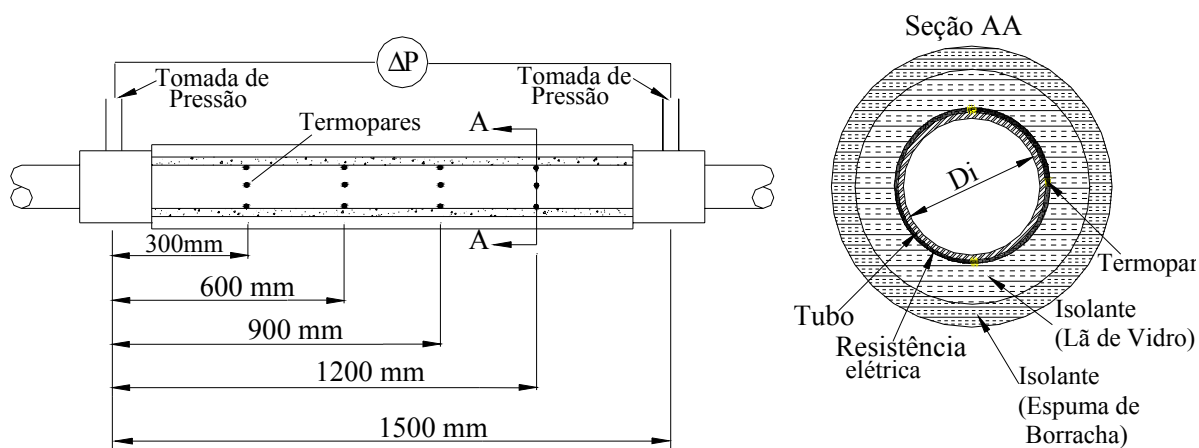


Figura 5. Detalhe da seção de testes e localização dos termopares na seção de testes.

4. Resultados Experimentais

As condições utilizadas para o levantamento dos resultados experimentais, utilizando o fluido refrigerante HFC 134a (R-134a), podem ser assim resumidas: Temperatura de evaporação na entrada da seção de testes de 5°C, que corresponde a uma pressão de saturação de 350 kPa. As características geométricas dos tubos liso e microaletado, utilizados neste trabalho, são apresentadas na Tabela (1).

Tabela 1. Características geométricas dos tubos liso e microaletado utilizados no presente trabalho.

Tubo	D_e [mm]	D_i [mm]	e [mm]	t [mm]	n	β	θ
Liso	9,52	8,76	0,38	-----	-----	-----	-----
Microaletado	9,52	8,92	0,30	0,20	82	18°	33°

A Fig. (6) ilustra os resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor em função do título, para os tubos: liso e microaletado com 9,52mm de diâmetro externo. O fluido refrigerante utilizado foi o R-134a para temperatura de evaporação na entrada da seção de testes de 5°C, fluxo de calor de 5 kW/m² e velocidade mássica da ordem de 100 kg/s.m². O padrão de escoamento predominante para essa velocidade mássica é o estratificado para tubos lisos, que é caracterizado pela fase líquida segregada na região inferior do tubo. Já, para os tubos microaletados, o coeficiente de transferência de calor experimenta valores crescentes com o título, resultado típico do padrão anular de escoamento. Isso pode ser justificado levando-se em consideração que o líquido é deslocado, através dos canais das ranhuras, para a região superior do tubo. Nesse sentido, essa região, que no tubo liso se encontrava em contato com o vapor, no microaletado passa a ser ocupada por um filme de líquido com espessura bastante reduzida, da ordem da altura da microaleta. Isso explica o elevado valor do coeficiente de transferência de calor, pois, além do fato do líquido estar em contato com toda a superfície interior do tubo, o coeficiente é inversamente proporcional a espessura do filme de líquido, ou seja, quanto menor a espessura, maior é o valor do coeficiente de transferência de calor.

A intensificação da transferência de calor tende a diminuir com a vazão. Esse comportamento é explicado levando-se em consideração o padrão de escoamento, pois, como observado anteriormente, o padrão que predomina para velocidades mássicas superiores a $G=200$ kg/s.m² em tubos lisos, é o anular. Nessas condições, o principal mecanismo de intensificação está associado, basicamente, ao aumento da área interna de troca de calor.

A Fig. (7) apresenta os resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor em função do título para o R-134a com temperatura de evaporação de 5°C, fluxo de calor de 5 kW/m² e velocidade mássica da ordem de 200 kg/s.m². É interessante destacar, nessa figura, que o maior valor para intensificação da transferência de calor ocorreu para a faixa de títulos reduzida, relativa à região de ebulição nucleada. Já, para a região de domínio da ebulição estritamente convectiva, padrão anular, a intensificação da transferência de calor alcança valores da ordem de 80% para o tubo microaletado em relação ao liso.

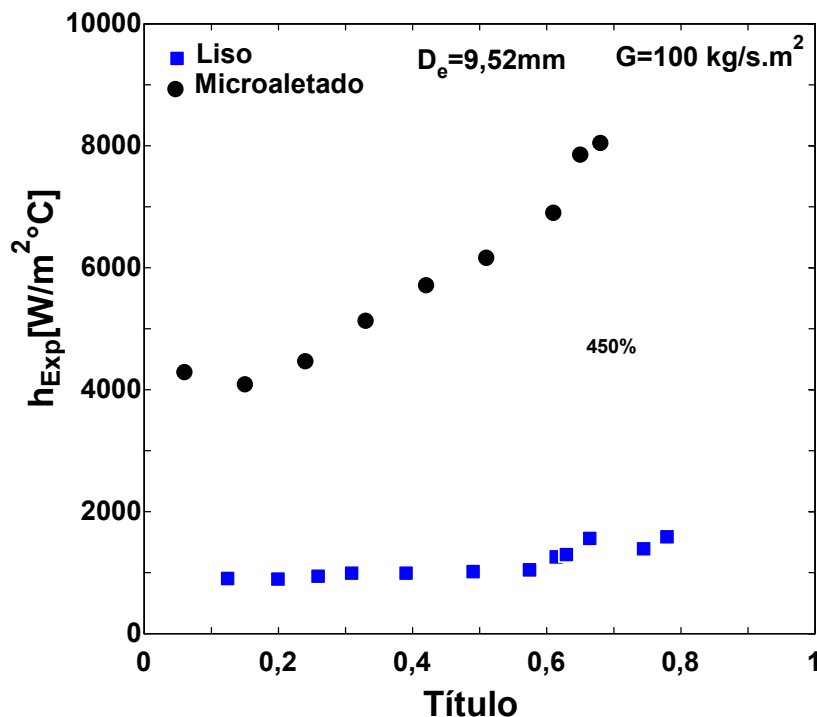


Figura 6. Variação do coeficiente de transferência de calor em função do título para tubos liso e ranhurado. $D_e=9,52$ mm, $T_{Evap}=5^\circ$ C, $\phi=5$ kW/m² e $G=100$ kg/s.m².

Para velocidade mássica da ordem de 300 kg/s.m^2 , Fig. (8), observa-se um comportamento semelhante àquele apresentado na Fig. (7). Entretanto, a intensificação da transferência de calor apresenta valores da ordem de 85% na região de títulos reduzidos, e para títulos próximos a 0,8, o valor cai para 15%. Para títulos elevados, verificou-se na seção de visualização que, nos tubos microaletados, o padrão de escoamento em névoa se estabelecia. Isso pode explicar o comportamento apresentado pelo coeficiente de transferência de calor nessa região, que permanece, praticamente, constante com o título.

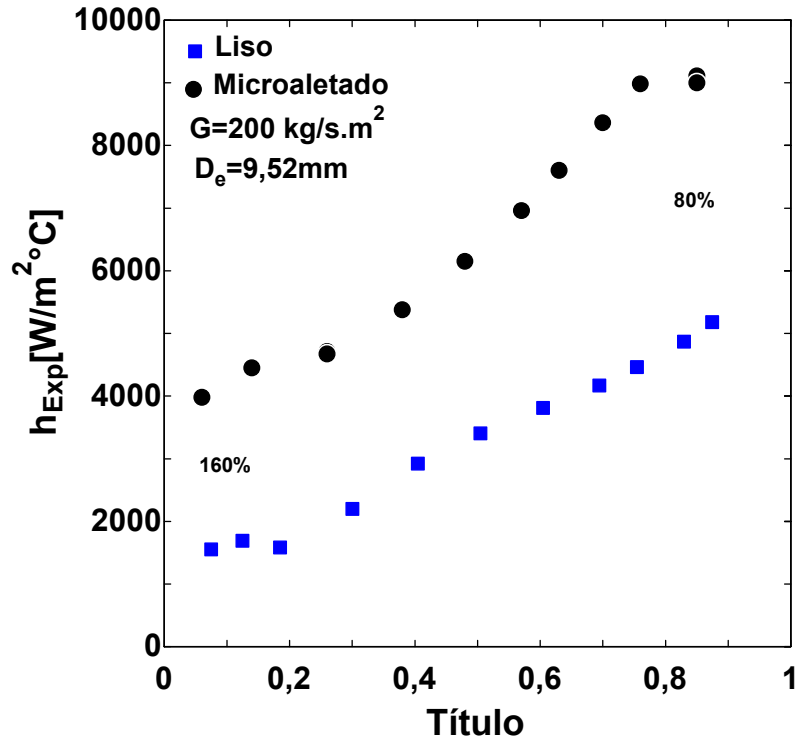


Figura 7. Variação do coeficiente de transferência de calor em função do título para tubos liso e ranhurado. $D_e=9,52\text{mm}$, $T_{\text{Evap}}=5^\circ\text{C}$, $\phi=5 \text{ kW/m}^2$ e $G=200 \text{ kg/s.m}^2$.

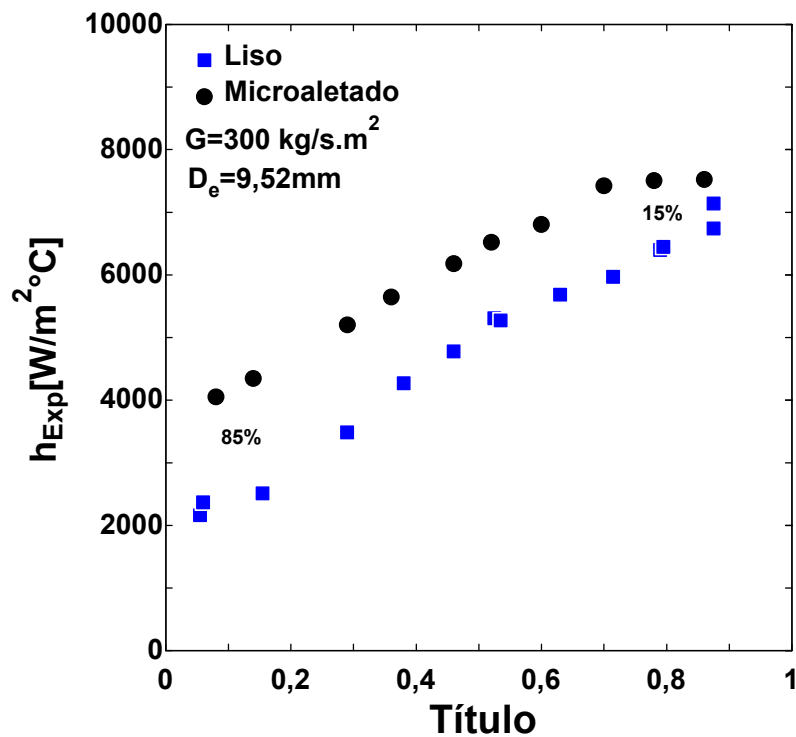


Figura 8. Variação do coeficiente de transferência de calor em função do título para tubos liso e ranhurado. $D_e=9,52\text{mm}$, $T_{\text{Evap}}=5^\circ\text{C}$, $\phi=5 \text{ kW/m}^2$ e $G=300 \text{ kg/s.m}^2$.

Como observado nas figuras precedentes, os tubos microaletados melhoram a transferência de calor em maior ou menor grau, dependendo, quase que exclusivamente, da vazão de refrigerante e da geometria das microaletas. Pode-se definir um Fator de Intensificação da Transferência de Calor, FI_h , por uma relação do tipo:

$$FI_h = \frac{h_{\text{Microaletado}}}{h_{\text{Liso}}} \quad (1)$$

A Fig. (9) ilustra os resultados obtidos para o fator de intensificação da transferência de calor em função do título para o tubo microaletado de 9,52mm de diâmetro externo e 82 ranhuras. Os dados foram levantados para o refrigerante R-134a, velocidades mássicas de 100, 200 e 300 kg/s.m², fluxo de calor de 5 kW/m² e temperatura de evaporação da ordem de 5°C. Vale ressaltar que os valores de FI_h maiores que 1, indicam que o tubo microaletado, em termos da transferência de calor, é superior ao tubo liso. Isso se verifica para os valores da velocidade mássica de 100, 200 e 300 kg/s.m², merecendo destaque os resultados para $G=100$ kg/s.m², pois, neste caso, valores de FI_h superiores a 4 são observados.

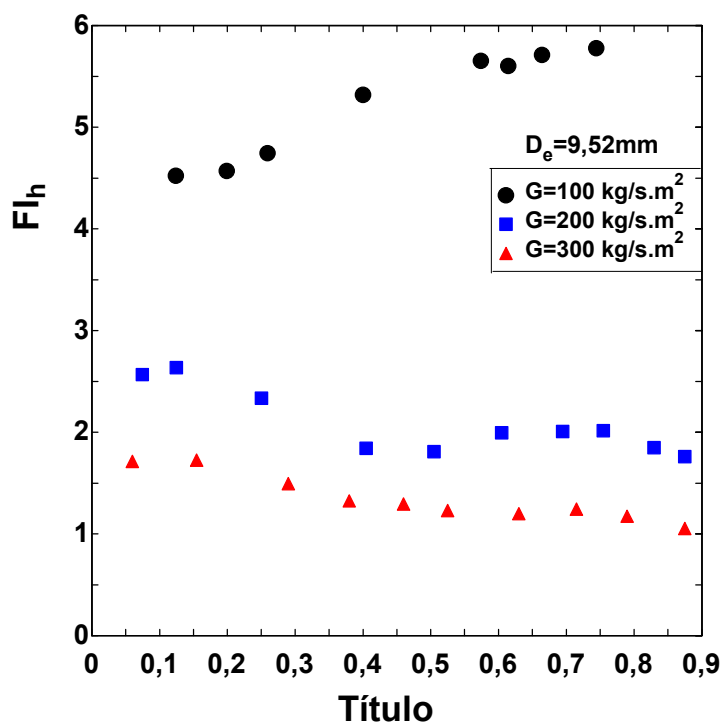


Figura 9. Variação do Fator de Intensificação de transferência de calor, FI_h , em função do título para tubos liso e microaletado.

5. Conclusões

A seguir serão apresentadas as principais conclusões relativas ao presente trabalho:

- O tubo microaletado ensaiado mostrou um excelente desempenho para vazões reduzidas, típicas do padrão estratificado para tubos lisos. Esse comportamento se deve às configurações das ranhuras, que promovem o deslocamento do líquido para região superior do tubo, favorecendo, substancialmente, a transferência de calor. Para vazões elevadas, o coeficiente de transferência de calor para o tubo microaletado em relação ao liso apresentou uma intensificação mais modesta, já que o padrão de escoamento predominante é o anular em tubos lisos.
- O tubo microaletado apresentou uma intensificação da transferência de calor superior a 5 em relação ao tubo liso para valores de $G=100$ kg/s.m². Já para velocidades maiores, a intensificação foi, em média, da ordem de 2 para $G=200$ kg/s.m² e 1,5 para $G=300$ kg/s.m².
- O tubo microaletado ensaiado mostrou potencial para aplicações industriais, pois apresentou uma significativa intensificação da transferência de calor, principalmente na faixa de utilização de aplicações frigoríficas.

6. Agradecimentos

À Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pela bolsa de estudos concedida. Ao Técnico de Laboratório José Roberto Bogni pelo imprescindível auxílio na construção da bancada e pelo constante apoio durante o desenvolvimento do trabalho e à empresa Termomecânica São Paulo S/A pela doação dos tubos microaletados para os ensaios.

7. Referências

- Bandarra Filho, E.P. 2002. Um Estudo Experimental da Ebulição Convectiva de Refrigerantes no Interior de Tubos Lisos e Internamente Ranhurados. 258p. Tese (Doutorado)- Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- Darabi, J.; Salehi, M.; Saeedi, M.H.; Ohadi, M.M. 1995. Review of Available Correlation for Prediction of Flow Boiling Heat Transfer in Smooth and Augmented Tubes. ASHRAE Transactions, Vol. 101, Part 1, pp. 965-975.
- Ito, R; Kimura, W. 1979. Boiling Heat Transfer and Pressure Drop in Internal Spiral-Grooved Tubes. Bulletin of the JSME, Vol.22, No. 171, pp. 1251-1257.
- Khanpara, J.C., Bergles, A. E.; Pate, M.B. 1986. Augmentation of R113 in-Tube Evaporation with Micro-fin Tubes. ASHRAE Transactions Part 2B, pp. 506-524.
- Lavin, J.G. 1963. Heat Transfer to Refrigerants Boiling Inside Plain Tubes and Tubes with Internal Turbulators. Doctoral Thesis, University of Michigan.
- Muzzio, A, Niro, A.; Arosio, S. 1997. Heat Transfer and Pressure Drop During Evaporation and Condensation of R-22 Inside 9,52-mm O.D. Microfin Tubes of Different Geometries. Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 5, pp. 39-52.
- Saiz Jabardo, J.M.; Bandarra Filho, E.P. 2000. Convective Boiling of Halocarbon Refrigerants Flowing in a Horizontal Copper Tube – An Experimental Study. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 23, pp. 93-104.
- Webb, R.L. 1994. Principles of Enhanced Heat Transfer. New York, John Wiley & Sons.

EXPERIMENTAL EVALUATION OF CONVECTIVE BOILING OF R-134a FLOWING INSIDE SMOOTH AND MICROFIN TUBES

Enio Pedone Bandarra Filho

Laboratório de Refrigeração – Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo. Av. Trabalhador São Carlense, 400 – CEP. 13566-590 – São Carlos – SP
bandarra@sc.usp.br

José Maria Saiz Jabardo

Laboratório de Refrigeração – Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo. Av. Trabalhador São Carlense, 400 – CEP. 13566-590 – São Carlos – SP
mjabardo@sc.usp.br

Abstract. Present research deals with an experimental study of the heat transfer of refrigerant R-134a undergoing convective boiling inside horizontal smooth and microfin tubes. An experimental apparatus has been developed and constructed whose main component is a horizontal tube electrically heated with 9.52mm external diameter. Tests have been performed preferentially at the inlet test section temperature of 5°C, heat flux of 5 and 10 kW/m², mass velocity 100, 200 and 300 kg/s.m² and average quality between 5 e 90%. Experimental results showed that the heat transfer coefficient can increase about 400% for microfin tube in comparison to smooth tube. The average enhanced factor was 5 to G=100 kg/s.m², 2 to G=200 kg/s.m² and 1.3 to G=300 kg/s.m².

Keywords. Enhancement, Convective boiling, R-134a, Microfin, Refrigerant, Experimental.