

DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DO REFRIGERANTE R-134a EM EBULIÇÃO CONVECTIVA NO INTERIOR DE TUBOS LISO, MICROALETADO E DUPLO-V

Enio Pedone Bandarra Filho

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia – Av. João Naves de Ávila, 2160, Uberlândia – MG
bandarra@mecanica.ufu.br

José Maria Saiz Jabardo

Escuela Politécnica Superior – Universidad de la Coruña – Calle Mendizábal s/n, 15403 Ferrol – España
mjabardo@cdf.udc.es

Paulo Eduardo Lopes Barbieri

Laboratório de Refrigeração – EESC – USP – Av. Trabalhador São Carlense, 400, São Carlos – SP
barbieri@sc.usp.br

Resumo. *Esse artigo apresenta uma investigação experimental da transferência de calor e perda de carga em ebulição convectiva do refrigerante R-134a em tubos liso, microaletado e Duplo-V de 9,52mm de diâmetro externo. Os ensaios foram realizados nas seguintes condições: temperatura de saturação de 5 °C, título variando entre 5 e 90 %, velocidade mássica entre 100 e 500 kg/s.m², e fluxo de calor de 5 kW/m². Os resultados experimentais indicaram que o tubo Duplo-V apresentou um desempenho distinto em termos da transferência de calor na faixa de variação de velocidade mássica considerada no presente estudo. O desempenho térmico do tubo Duplo-V foi melhor que o tubo microaletado para velocidades mássicas elevadas ao passo que para velocidades mássicas reduzidas e títulos maiores que 50 % o tubo microaletado foi melhor. A perda de carga para o tubo Duplo-V apresentou resultados superiores em toda a faixa de velocidades mássicas ensaiadas. O fator de intensificação foi similar para ambos os tubos, sendo maior para velocidades mássicas inferiores a 200 kg/s.m².*

Palavras chave: ebulição convectiva, refrigerante R134a, Intensificação, tubo microaletado.

1. Introdução

O interesse no estudo do desempenho termo-hidráulico de tubos de cobre microaletados se deve ao fato de que a indústria de refrigeração tem procurado desenvolver novas formas de intensificar a troca de calor em escoamento com mudança de fase no interior de tubos. Dessa forma, consegue-se uma redução do custo de fabricação dos trocadores que podem ter sua área reduzida ou, com a mesma área de troca, é possível elevar a temperatura de evaporação e/ou reduzir a temperatura de condensação melhorando, assim, o COP do trocador, resultando numa redução do consumo de energia.

Diversas formas de intensificação podem ser utilizadas, tais como, trocadores de placas, aletas ventiladas, tubo com inserção de fitas e tubos com parede microaletada no seu interior. Infelizmente, toda forma de intensificação de troca de calor resulta num aumento indesejado da perda de carga, esse aumento varia conforme a geometria utilizada. Surge então, a necessidade de se estudar os mecanismos de troca de calor para que se possa otimizar os tubos, melhorando o desempenho térmico sem, entretanto, incrementar em demasia a perda de carga.

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, que apresenta, ainda, uma representação esquemática e duas microfotografias. 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 proporciona um atrativo econômico para as aplicações industriais. A maioria dos trabalhos publicados envolvendo tubos microaletados se destina 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.

No final da década de 90 uma nova configuração de tubo microaletado foi lançada, denominada na literatura em inglês de “Herringbone” e neste trabalho será chamado de Duplo-V. Foram encontrados na literatura dois trabalhos que ensaiaram este tipo de tubo, porém nenhum deles abordou o escoamento monofásico de líquido, tratando somente de ensaios com mudança de fase, Miyara et al (2000) e Cavallini et al (2000). A Fig. 2 apresenta uma microfotografia e uma representação esquemática do tubo Duplo-V.

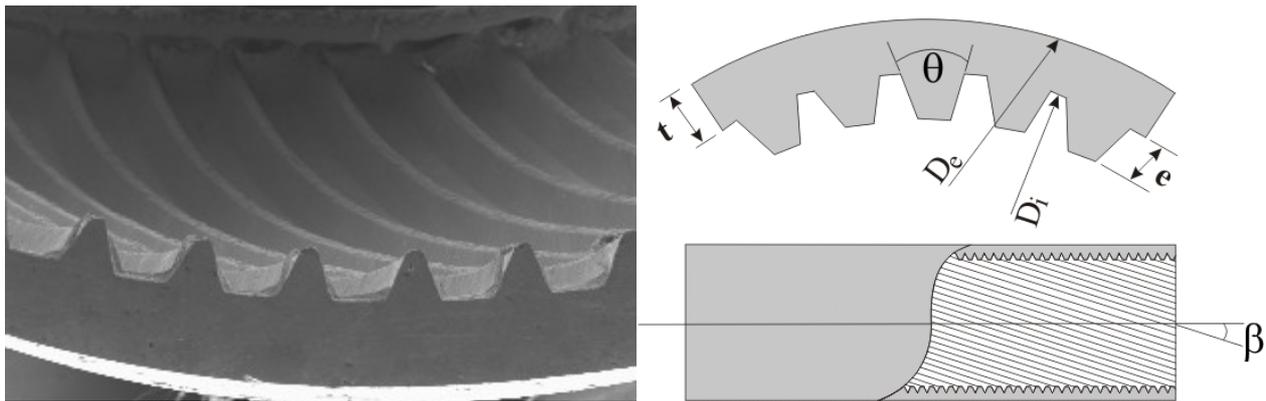


Figura 1. Microfotografia e representação esquemática de um tubo microaletado.

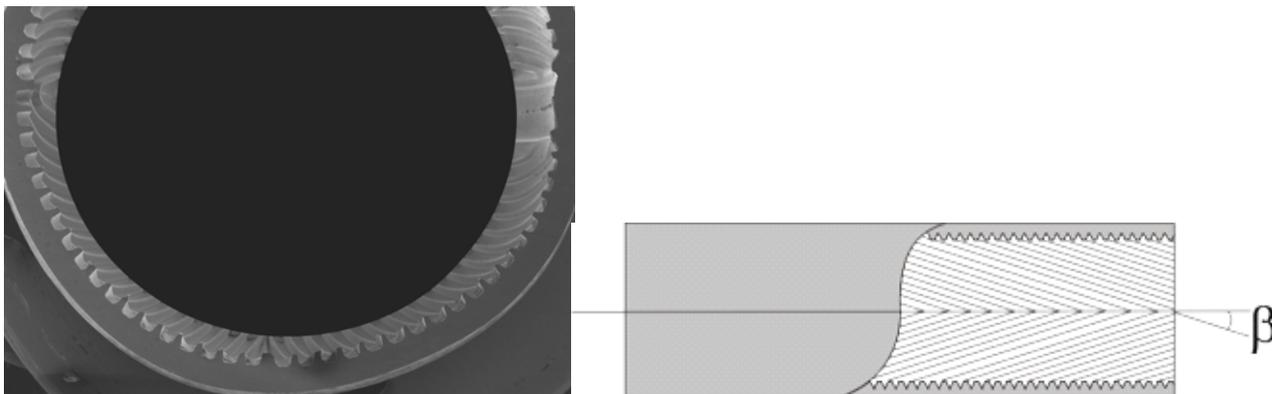


Figura 2. Microfotografia e uma representação esquemática do tubo Duplo-V.

O presente artigo apresenta resultados de uma investigação experimental em ebulição convectiva do refrigerante R-134a escoando em tubos de cobre liso, microaletado e Duplo-V com o mesmo diâmetro externo. Comparações dos resultados obtidos para as geometrias com intensificação são apresentadas em termos do denominado fator de intensificação, o qual leva em consideração os efeitos combinados da transferência de calor e da perda de carga.

2. Bancada Experimental

O circuito envolvendo o refrigerante, cujo diagrama esquemático se encontra na Fig. 3, será a seguir apresentado 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. 3. 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.

A seção de testes, cuja representação esquemática se encontra na Fig. 4, é constituída de um tubo de cobre de 1,5 m de comprimento, 9,52 mm de diâmetro externo. As características geométricas dos tubos utilizados na presente investigação são apresentadas na Tabela 1, onde RA é a relação entre áreas, com referência ao tubo liso, e n é o número

de aletas. 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 70 mm de espessura e outra de espuma de borracha de 25 mm de espessura. Um visor tubular de vidro “pirex”, de 100 mm 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. 3. A Figura 4 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 incerteza 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, incerteza de 0,3% do fundo de escala. Um transdutor diferencial de pressão (ΔP) foi instalado na seção de testes com o objetivo de verificar a perda de carga do escoamento, apresentando incerteza de 0,25 % 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. 3, 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 incerteza 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 incerteza 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.

Tabela 1. Características geométricas dos tubos utilizados na presente investigação.

Tubo	D _e	D _i	t	e	n	β	θ	RA
Liso	9,52	8,76	0,38					
Microaletado	9,52	8,92	0,30	0,2	82	18°	33°	1,91
Duplo-V	9,52	8,92	0,30	0,2	70	18°	33°	1,78

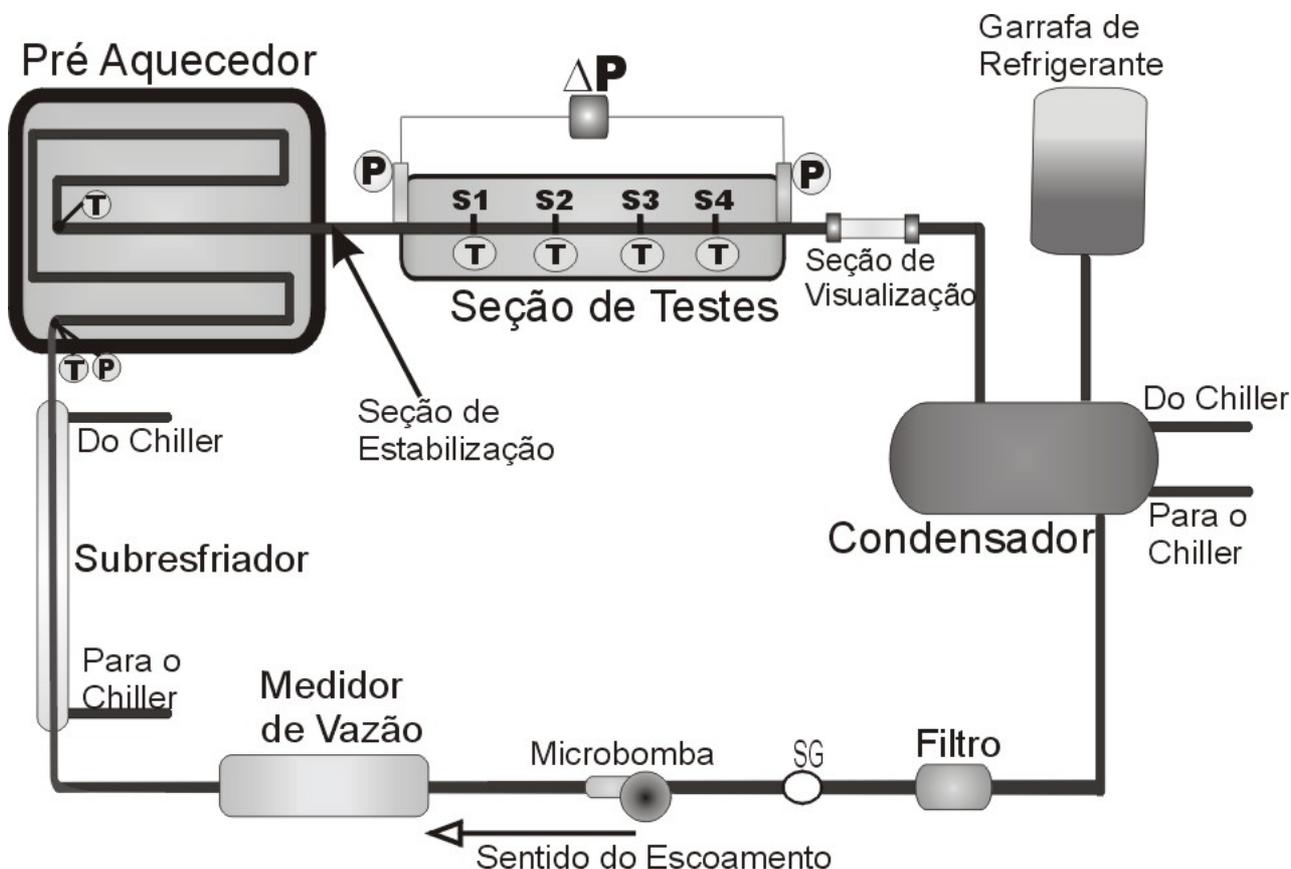


Figura 3. Diagrama esquemático do circuito experimental.

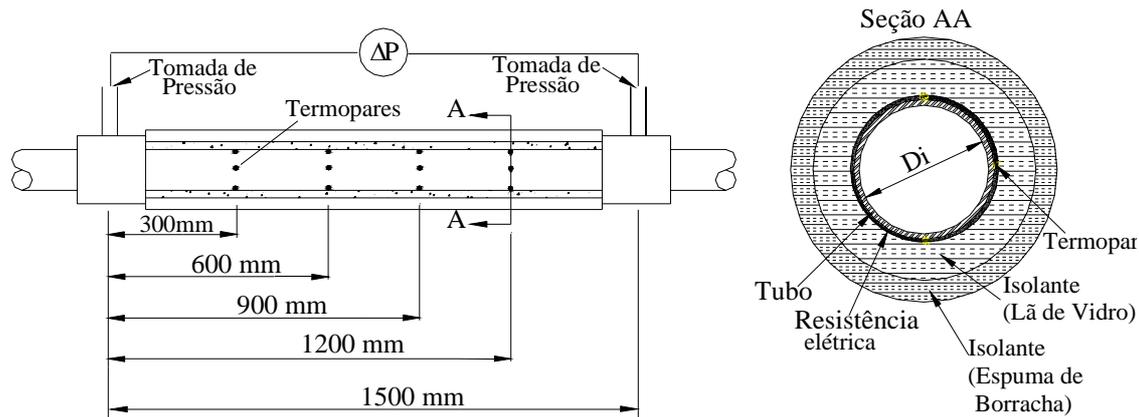


Figura 4. Detalhe da seção de testes e localização dos termopares na seção de testes.

3. Resultados Experimentais

A faixa de velocidades mássicas avaliadas no presente estudo variou entre 100 e 500 kg/s.m², enquanto o título variou entre 10 e 95 %. Deve-se ressaltar que o coeficiente de transferência de calor foi avaliado segundo a lei de resfriamento de Newton, que é uma relação entre o fluxo de calor pela diferença da temperatura da parede e do fluido. Já o título é avaliado através de um balanço de energia no pré-aquecedor (obtem-se o título na entrada da seção de testes) e na seção de testes (encontrando o título na saída da mesma). Foi observado que para tubos lisos o padrão anular de escoamento predomina quando se opera com elevadas velocidades mássicas. Na região de títulos reduzidos, o padrão intermitente tem sido observado, ao passo que para velocidades mássicas reduzidas (menores que 150 kg/s.m²) o padrão estratificado é predominante em toda a faixa de títulos ensaiada. Uma das características relativas ao padrão anular de escoamento se refere à temperatura da parede ou superficial, que apresenta um valor relativamente reduzido e uniforme ao longo de toda a circunferência do tubo. O coeficiente de transferência de calor é geralmente elevado e aumenta a medida que a espessura do filme de líquido diminui devido a uma evaporação da interface líquido-vapor. Para o escoamento estratificado, a região superior do tubo está em contato com a fase vapor, assim a temperatura da parede se eleva de maneira significativa, resultando num coeficiente de transferência de calor praticamente constante ao longo da evaporação. É importante ressaltar que o coeficiente de transferência de calor associado ao padrão anular de escoamento é muito superior àquele resultando do escoamento estratificado. O padrão intermitente é geralmente um padrão de transição para o padrão anular de escoamento para velocidades mássicas elevadas.

Os padrões de escoamento são afetados pelo escoamento secundário induzido pelas ranhuras formadas pela sucessivas microaletas nos tubos microaletados. Dois diferentes padrões foram observados na faixa de condições consideradas na presente investigação, ambos para tubos microaletados e do tipo Duplo-V:

- (1) Camada de líquido sobre toda a superfície do tubo
- (2) Formação do padrão em névoa

Os resultados para o tubo Duplo-V podem ser divididos em três faixas dependendo do efeito da velocidade mássica. A primeira corresponde às velocidades mássicas inferiores a 150 kg/s.m², a outra se refere a uma faixa intermediária entre 100 e 300 kg/s.m² e a última corresponde a velocidades mássicas elevadas, da ordem de 500 kg/s.m². As referidas faixas são claramente observadas numa primeira visualização das Figs. 5 a 8, onde o coeficiente de transferência de calor para tubos lisos e microaletados são apresentados em termos do título para diferentes velocidades mássicas.

A variação do coeficiente de transferência de calor em função do título para os três tubos ensaiados são mostrados na Fig. 5. Observa-se claramente que o coeficiente de transferência de calor para o tubo liso apresenta os menores valores em toda a faixa de títulos ensaiada. É interessante observar, ainda, que o comportamento experimentado pelo coeficiente é aquele típico da padrão estratificado de escoamento. Já para o tubo microaletado o coeficiente aumenta com o título em praticamente toda a faixa ensaiada. Deve-se ressaltar que o coeficiente de transferência de calor é cerca de quatro vezes superior àquele obtido para o tubo liso. Esse comportamento, típico do padrão anular de escoamento, se deve ao filme de líquido que é deslocado para a região superior do tubo, promovido pelas ranhuras helicoidais, incrementando sobremaneira o coeficiente de transferência de calor, Bandarra Filho et al (2004). Em relação ao tubo com a geometria Duplo-V, o coeficiente de transferência de calor apresenta um comportamento interessante. Na faixa de títulos reduzidos, inferiores a 50 %, a variação do coeficiente é semelhante àquela experimentada pelo tubo microaletado. No entanto, para títulos superiores a 50 %, o coeficiente de transferência de calor apresenta uma redução significativa com o título se aproximando dos valores obtidos para o tubo liso. Esta redução está, certamente,

relacionada a secagem da região superior do tubo, promovida pelo arranjo desse tipo de geometria, com inversão de sentido a cada 90°.

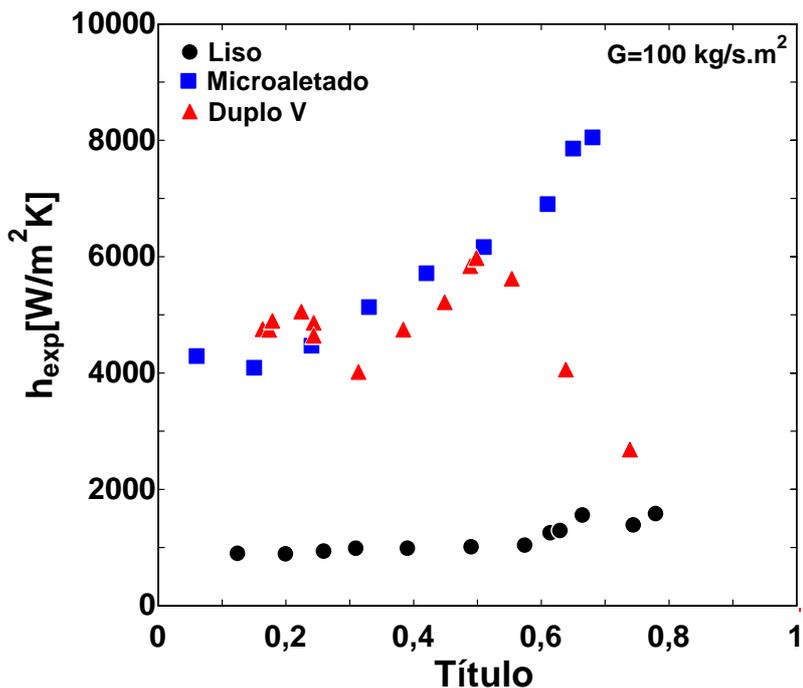


Figura 5. Variação do coeficiente de transferência de calor com o título para $G=100 \text{ kg/s.m}^2$, $\phi=5 \text{ kW/m}^2$ para tubos Liso, Microaletado e Duplo-V.

Com o aumento da velocidade mássica para 200 kg/s.m^2 , nota-se uma mudança nos padrões de escoamento para os tubos liso e Duplo-V, como pode ser observado na Fig. 6. O padrão intermitente é observado para títulos inferiores a 20 % para o tubo liso e, acima desse valor, o coeficiente de transferência de calor assume um comportamento típico do padrão anular. Para o caso do tubo Duplo-V, o coeficiente de transferência de calor apresenta um significativo aumento em relação ao apresentado pela Fig. 5. Já em relação ao tubo microaletado o coeficiente de transferência de calor apresenta valores semelhantes ao mostrado na Fig. 5.

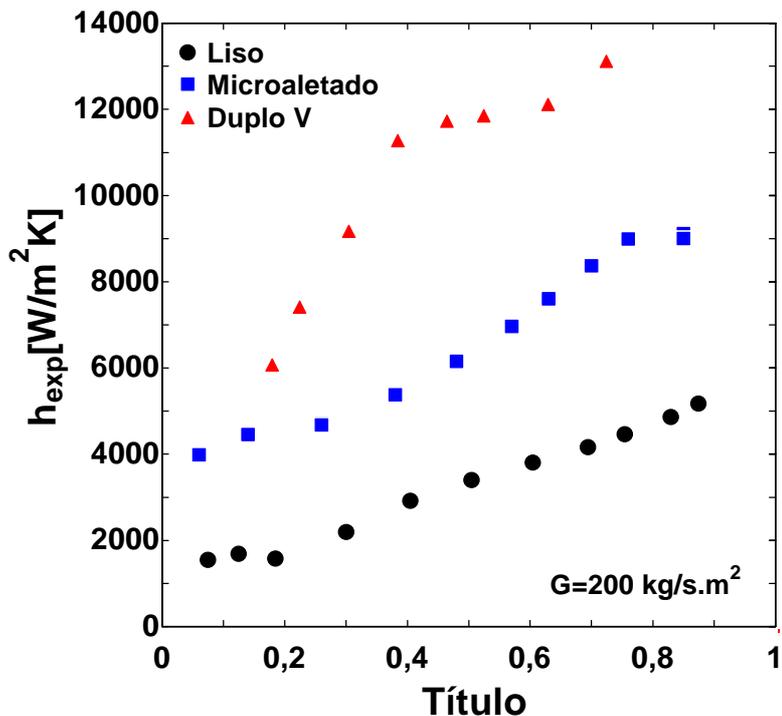


Figura 6. Variação do coeficiente de transferência de calor com o título para $G=200 \text{ kg/s.m}^2$.

A Fig. 7 apresenta os resultados para velocidade mássica de 300 kg/s.m^2 . Nota-se um comportamento semelhante aquele observado na Fig. 6, no entanto dois comentários devem ser feitos:

- (1) O coeficiente de transferência de calor para o tubo microaletado e para o tubo liso apresenta valores mais próximos que o caso anterior e essa diferença diminui com o título.
- (2) O coeficiente de transferência de calor para o tubo Duplo-V apresenta valores superiores aos demais até títulos da ordem de 40 %. A partir desse ponto os resultados revelam um ponto de transição, onde o coeficiente apresenta valores tendendo aqueles obtidos para o tubo liso e microaletado.

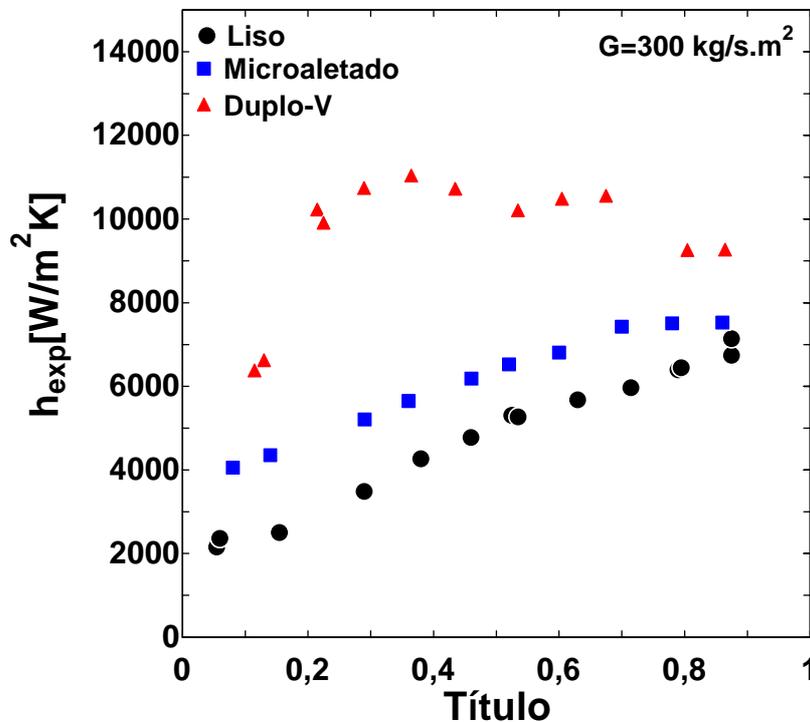


Figura 7. Variação do coeficiente de transferência de calor com o título para $G=300 \text{ kg/s.m}^2$.

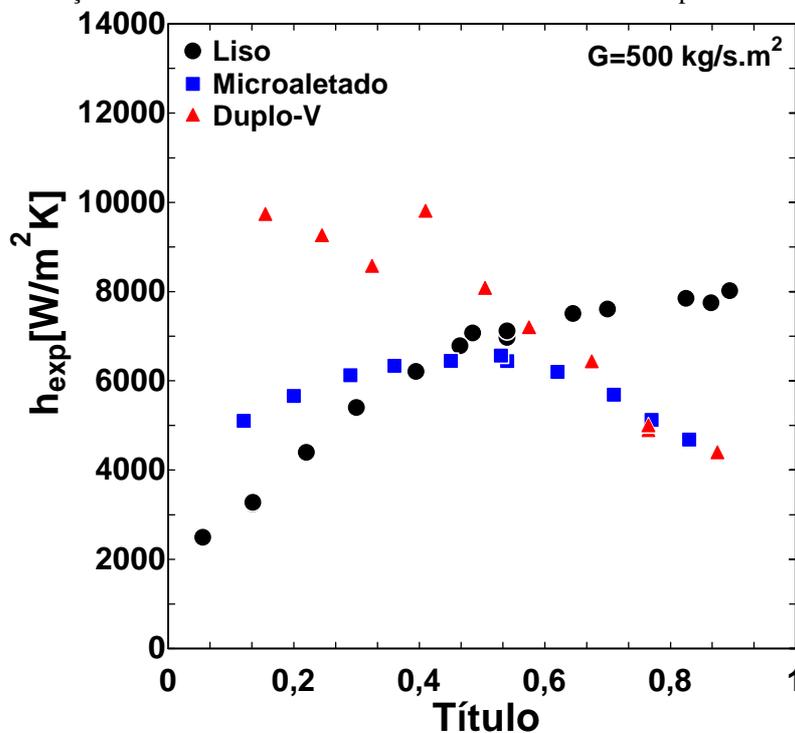


Figura 8. Variação do coeficiente de transferência de calor com o título para $G=500 \text{ kg/s.m}^2$.

Para o caso de $G=500 \text{ kg/s.m}^2$, os resultados experimentais levantados para o coeficiente de transferência de calor em tubos microaletados revelaram uma tendência que até o presente momento não havia sido encontrada em trabalhos

da literatura. Essa tendência pode ser observada na Fig. 8. O que se destaca nessa figura é o comportamento do coeficiente de transferência de calor para os tubos microaletado e Duplo-V para títulos superiores a 45 %, que apresenta uma inversão na tendência de crescimento com o título. Isso se deve a transição do padrão de escoamento anular para o padrão em névoa. A justificativa para essa transição está relacionada à elevada velocidade da fase vapor que remove o líquido dos canais das ranhuras para o centro do tubo. Esse fenômeno, de escoamento em névoa no centro do tubo, é denominado na literatura em inglês de “Entrainment”, tendo sido confirmado através da janela de visualização, para títulos superiores a 45 %.

As Figs. 9 e 10 ilustram os registros fotográficos dos padrões de escoamento anular e em névoa, respectivamente, obtidos na seção de visualização, na saída da seção de testes.



Figura 9. Registro fotográfico do padrão anular de escoamento.



Figura 10. Registro fotográfico do padrão em névoa.

A variação da perda de carga com o título para diversas velocidades mássicas e as diversas geometrias ensaiadas no presente trabalho é mostrada na Fig. 11. Observa-se que os tubos microaletado e Duplo-V apresentam valores de perda de carga superiores aos do tubo liso, como seria de esperar. Este efeito é tanto mais pronunciado quanto maior a velocidade mássica e o título. Nota-se claramente que, para as velocidades mássicas superiores, 300 e 500 kg/s.m², as diferenças entre os gradientes de pressão, $\Delta P/L$, para tubos liso e ranhurados tendem a se acentuar, especialmente, para títulos superiores a 50 %. Essa tendência está relacionada ao comportamento peculiar do gradiente de pressão em tubos internamente ranhurados, Bandarra Filho et al (2004). Para as condições operacionais em questão, caracterizadas pela velocidade mássica e o título, o padrão estritamente anular se estabelece no escoamento. À medida que o título se eleva e a película de líquido aderida à superfície do tubo se afina, o gradiente de pressão tende ao valor típico do escoamento monofásico (vapor) no caso dos tubos lisos. Tal comportamento está associado ao nivelamento que se observa nas curvas do gradiente para os títulos superiores. No caso dos tubos ranhurados, microaletado e Duplo-V, o mecanismo que parece contribuir para a elevação progressiva de ΔP com o título, está relacionado ao confinamento da película de líquido a uma região de espessura da ordem das microaletas (ranhuras). Nessas condições, as aletas operam como rugosidades superficiais para o vapor. Este, ao escoar rente às aletas, promove um efeito de remoção do líquido dos canais, dispersando-o pela região central do tubo. Tal estado de coisas resulta em dois efeitos: incremento do gradiente de pressão e transição para o escoamento em névoa, observado através da janela de visualização na saída da seção de testes e apresentado na Fig. 10.

Fator de Intensificação

De acordo com o exposto nos parágrafos precedentes, o efeito das microaletas nos tubos ranhurados se expressa tanto através do incremento da transferência de calor quanto no da perda de carga. Se por um lado, a transferência de calor afeta o aspecto térmico do trocador de calor (no caso o evaporador) no sentido positivo, a perda de carga afeta negativamente, tanto o desempenho do próprio trocador (pois impõe uma redução na temperatura do fluido refrigerante) quanto o do circuito frigorífico, resultante da pressão de aspiração do compressor, SAIZ JABARDO et al (2000). Nesse sentido, seria importante avaliar o desempenho termo-hidráulico, ou seja, o aumento da transferência de calor em relação ao incremento indesejável da perda de carga para as mesmas condições. Assim, a relação da intensificação da transferência de calor e da perda de carga é definida, neste trabalho, de acordo com SAIZ JABARDO et al (2000), como Fator de Intensificação, FI, dado pela seguinte relação:

$$FI = \frac{h/h_{Liso}}{\Delta P/\Delta P_{Liso}} \quad (1)$$

Percebe-se, assim, que valores do Fator de Intensificação Global, FI_{Global} , superiores a 1, estão relacionados a uma intensificação da transferência de calor superior à da perda de carga. A variação do Fator de Intensificação com o título para os tubos microaletado e Duplo-V é apresentada nas Figs. 12 (a) e (b), respectivamente. Como regra geral, o Fator de Intensificação diminui com a velocidade mássica. Para tubo microaletados, o valor de FI diminui da ordem de 4 para 1 a medida que a velocidade mássica aumenta de 100 a 300 $kg/s.m^2$. É interessante notar que para velocidade mássica de 500 $kg/s.m^2$, FI assume valores inferiores a 1 e decresce com o título, isso se deve ao aumento da perda de carga com o título. Para essa faixa de velocidade mássica, o coeficiente de transferência de calor diminui com o título a partir de 50 %, contribuindo para a redução de FI, observada na Fig. 12 (a). Resultados similares podem ser verificados na Fig. 12 (b) para o tubo de geometria Duplo-V. É interessante notar que o coeficiente de transferência de calor é geralmente superior para esse tubo em relação ao microaletado. A perda de carga é igualmente elevada resultando num Fator de Intensificação semelhante ao apresentado na Fig. 12 (a).

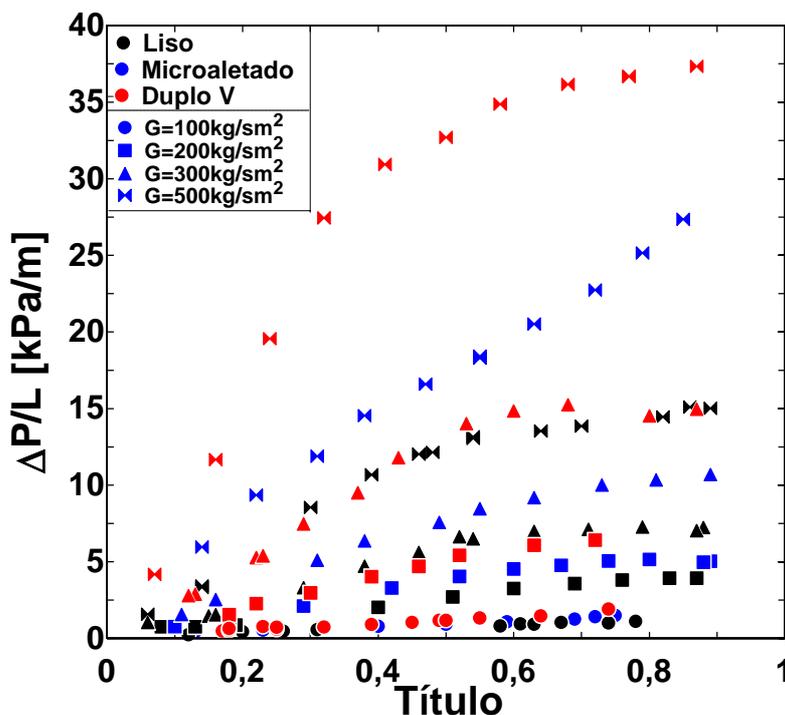


Figura 11. Variação da Perda de carga em função do título para velocidades mássicas de 100, 200, 300 e 500 $kg/s.m^2$.

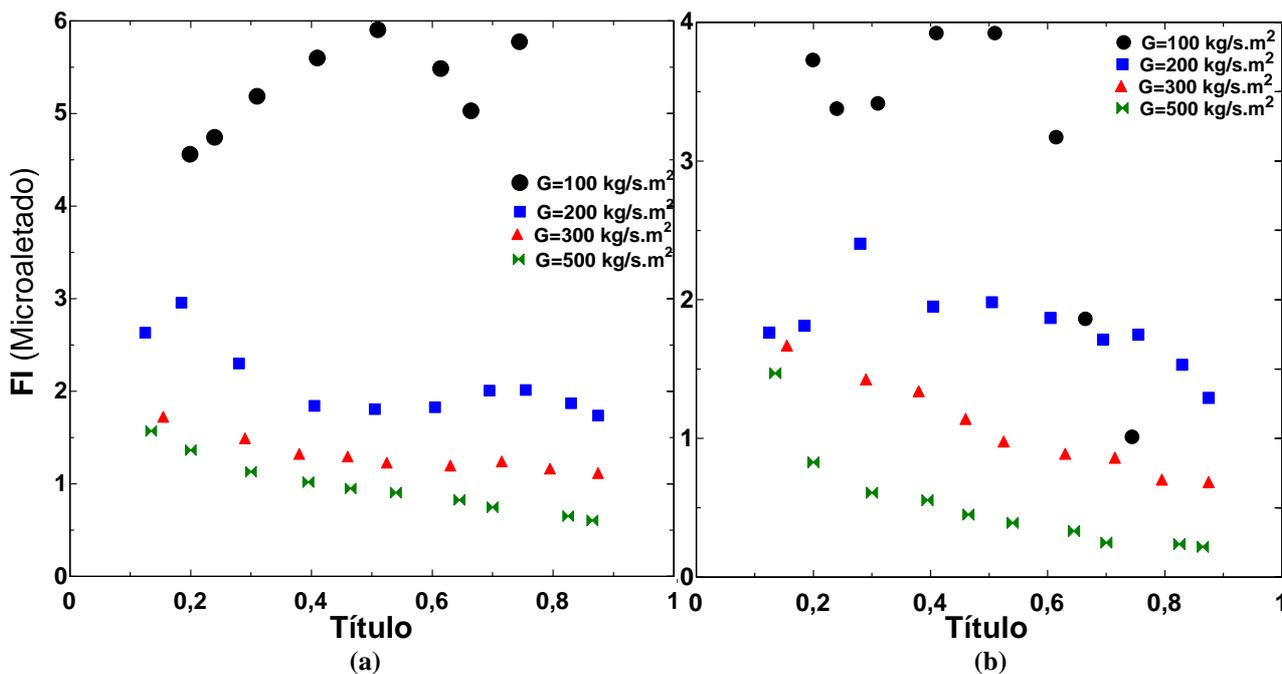


Figura 12. Variação do Fator de Intensificação, FI, em função do título para velocidades mássicas ensaiadas. (a) Tubo Microaletado e (b) Duplo-V

4. Conclusões

As principais conclusões que podem ser extraídas do presente trabalho são apresentadas a seguir.

- (1) O coeficiente de transferência de calor para o tubo microaletado foi superior ao liso em praticamente toda a faixa de velocidades mássicas ensaiadas. A perda de carga segue a mesma tendência.
- (2) A transferência de calor e a perda de carga para o tubo de geometria Duplo-V foram maiores que os resultados obtidos para o tubo microaletado para velocidades mássicas superiores a 100 kg/s.m^2 . O desempenho térmico é semelhante ao tubo microaletado para títulos até cerca de 50 %, para valores de $G=100 \text{ kg/s.m}^2$. A partir daí, $x=50$ %, observa-se uma progressiva deterioração do coeficiente de transferência de calor para o tubo Duplo-V, que é devido, possivelmente, a secagem prematura da parede na região superior do tubo.
- (3) Um Fator de Intensificação, FI, que relaciona os efeitos relativos à transferência de calor de momento, foi introduzido como uma ferramenta de comparação entre as superfícies microaletadas e lisas. Foram encontrados resultados similares para o fator de intensificação de ambos tubos ranhurados em toda a faixa de velocidade ensaiada.
- (4) O fator de intensificação, FI, diminui com a velocidade mássica, variando seus valores de 4 para $G=100 \text{ kg/s.m}^2$ até valores inferiores a 1 para $G=500 \text{ kg/s.m}^2$.
- (5) De acordo com a análise precedente, pode-se concluir que os tubos microaletados são substitutos adequados aos tubos lisos para vazões reduzidas, já que o líquido é levado através das ranhuras para a região superior do tubo, incrementando sobremaneira o coeficiente de transferência de calor. Em relação a perda de carga pode-se afirmar que é comparável aos resultados obtidos para o tubo liso.

Agradecimentos

Os autores gostariam de expressar seus agradecimentos à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pelo apoio financeiro dado a presente pesquisa.

5. Referências

- Bandarra Filho EP, Saiz Jabardo JM, Barbieri PEL., 2004, Convective boiling pressure drop of refrigerant R-134a in horizontal smooth and microfin tubes. International Journal of Refrigeration. (em publicação)
- Bandarra Filho EP., 2002, Um Estudo Experimental da Ebulição Convectiva de Refrigerantes no Interior de Tubos Lisos e Internamente Ranhurados. Tese de Doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- Cavallini A, Del Col D, Doretti L, Longo GA, Rosseto L., 2000, Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes. International Journal of Refrigeration, pp. 4–25.
- Miyara A, Nonaka K, Taniguchi M., 2000, Condensation heat transfer and fluid flow pattern inside a herringbone-type micro-fin tube. International Journal of Refrigeration, pp. 141–152.
- Miyara A, Otsubo M., 2002, Condensation heat transfer and fluid flow pattern inside a herringbone-type microfin tube. International Journal of Refrigeration, pp. 141–52.
- Saiz Jabardo JM, Bandarra Filho EP, Macedo R., 2000, Desempenho Térmico do Refrigerante R-134a escoando no interior de tubos internamente ranhurados; Revista Tecnologia da Refrigeração, Vol., pp. 22-37.
- Saiz Jabardo JM, Bandarra Filho EP., 2000, Convective boiling of halocarbon refrigerants flowing in a horizontal copper tube – an experimental study. Experimental Thermal and Fluid Science, pp. 93-104.
- Webb RL., 1994, Principles of enhanced heat transfer. John Wiley & Sons, New York, 1994.

CONVECTIVE BOILING PERFORMANCE OF REFRIGERANT R-134a IN HERRINGBONE AND MICROFIN COPPER TUBES

Enio P. Bandarra Filho

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia – FEMEC – UFU
Av. João Naves de Ávila, 2160 – Bloco 1M – CEP 38400-902 – Uberlândia – MG – Brasil.
bandarra@mecanica.ufu.br

José M. Saiz Jabardo

Escuela Politécnica Superior – Universidad de la Coruña
Calle Mendizábal s/n, 15403 Ferrol - España
mjabardo@cdf.udc.es

Paulo Eduardo Lopes Barbieri

Laboratório de Refrigeração – Escola de Engenharia de São Carlos – USP
Av. Trabalhador São Carlense, 400 – CEP 13566-590 – São Carlos – SP – Brasil.
barbieri@sc.usp.br

Abstract: *This paper reports an experimental investigation of convective boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in smooth, standard microfin and herringbone copper tubes of 9.52 mm diameter. Tests have been conducted under the following conditions: inlet saturation temperature of 5°C, qualities from 5% to 90%, mass velocity from 100 to 500 kg s⁻¹ m⁻², and a heat flux of 5 kW m⁻². Experimental results indicate that the herringbone tube has a distinct heat transfer performance over the mass velocity range considered in the present study. Herringbone tube thermal performance has been found better than that of the standard microfin in the high range of mass velocities, and worst for the least mass velocity ($G=100 \text{ kg s}^{-1} \text{ m}^{-2}$) at qualities higher than 50%. The pressure drop in the herringbone tube is higher over the whole ranges of mass velocities and qualities. The enhancement parameter is similar for both microfin tubes, being higher than one for mass velocities lower than 200 kg s⁻¹ m⁻². Lower than one values of this parameter have been found in the upper range of mass velocities.*

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