

ESTUDO DA LITERATURA SOBRE A INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM EBULIÇÃO CONVECTIVA ATRAVÉS DE SUPERFÍCIES RANHURADAS

Gherhardt Ribatski

Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos-USP, Av. Trabalhador SanCarlense 400, Centro, São Carlos, SP, Brasil.

ribatski@sc.usp.br

Luben Cabezas-Gómez

Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos-USP, Av. Trabalhador SanCarlense 400, Centro, São Carlos, SP, Brasil.

lubencg@sc.usp.br

Hélio Aparecido Navarro

Departamento de Estatística, Matemática Aplicada e Computação, Instituto de Geociências e Ciências Exatas, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho", Av. 24-A, 1515, Rio Claro, SP, Brazil.

helio@rc.unesp.br

Resumo: *A ebulição convectiva em tubos internamente ranhurados é frequentemente encontrada em trocadores de calor tipo serpentina amplamente utilizados em sistemas de refrigeração e ar-condicionado. As ranhuras (ou micro-aletas) proporcionam elevado incremento da taxa de transferência de calor com reduzido efeito na perda de carga. O presente trabalho compreende um extenso estudo da literatura sobre a evaporação em tubos internamente ranhurados. Resultados para o coeficiente de transferência de calor, perda de carga e procedimentos experimentais são detalhados e criticamente discutidos. Com base neste estudo, pode-se observar que durante o processo de fabricação de trocadores tipo serpentina os tubos sofrem um processo mecânico de expansão, o qual objetiva minimizar a resistência térmica de contato entre a superfície das aletas e o tubo. Tal processo tende a deformar as ranhuras podendo resultar em alterações no desempenho dos tubos ranhurados. Entretanto, apesar da extensa literatura disponível, constatou-se que estudos foram realizados apenas com a utilização de tubos não expandidos, os quais não correspondem as condições realmente verificadas na maioria das aplicações. Finalmente é importante ressaltar que um estudo experimental envolvendo possíveis efeitos do processo de expansão do tubo na transferência de calor e perda de carga, cujos resultados serão publicados em breve, vêm sendo desenvolvido no Laboratório de Refrigeração da EESC.*

Palavras-chave: *ebulição convectiva, superfícies intensificadoras, evaporação, escoamentos bifásicos, tubos ranhurados.*

1. INTRODUÇÃO

Durante os últimos 20 anos, um dos temas que mais avançou na área da intensificação da transferência de calor foi o das superfícies especiais, as quais proporcionam uma elevada taxa de transferência de calor em processos com mudança de fase. Embora o fato de superfícies rugosas intensificarem a transferência de calor seja conhecido há mais de 60 anos, durante aproximadamente 35 anos este assunto não despertou interesse comercial. Acreditava-se que as superfícies rugosas apresentariam desempenho superior apenas durante poucas horas, com seu desempenho aproximando-se ao de uma superfície lisa com o decorrer do tempo. Durante o período de 1955 a 1965, dado o maior conhecimento do mecanismo físico, foram desenvolvidos os

fundamentos básicos para as pesquisas relacionadas ao desenvolvimento de superfícies intensificadoras comercialmente viáveis.

A primeira superfície de alto desempenho para ebulição em piscina, segundo Webb (1994), foi patenteada em 1968. Superfícies com elevado desempenho foram denominadas “superfícies intensificadoras” e encontram-se, atualmente, em número elevado de equipamentos. A partir daí, vários métodos de intensificação da transferência de calor em ebulição nucleada através da alteração de características da superfície foram e ainda são desenvolvidos, tornando este um tema responsável por um significativo número de pesquisas.

Inúmeras técnicas de intensificação da transferência de calor em processos com ebulição convectiva vêm sendo propostas com mais ênfase a partir da década de 70, podendo-se citar a utilização de tubos corrugados, tubos integralmente aletados com inserção de fitas em espiral, tubos estriados, tubos ranhurados, tubos elípticos e métodos compostos de intensificação envolvendo a combinação de duas ou mais técnicas (exemplo: tubo elíptico ranhurado). Tais métodos de intensificação buscam proporcionar equipamentos mais compactos e eficientes. A indústria frigorífica é um dos setores que não tem ficado à margem desse desenvolvimento e, em nosso país, os trocadores de calor de alto desempenho fazem parte da linguagem de projetistas e técnicos.

As principais motivações para direcionar esforços ao desenvolvimento desses métodos são de ordem econômica e ambiental, devido principalmente aos seguintes aspectos:

- Trocadores de calor eficientes proporcionam o mesmo desempenho utilizando uma área de troca de calor inferior, resultando numa redução de material e, portanto, de custo inicial; além disso, adequam o equipamento à utilização em aplicações onde o espaço seja um parâmetro importante de projeto, como em determinadas aplicações comerciais da refrigeração. Soma-se a isto o fato da redução do volume do evaporador (e/ou condensador) possibilitar um decréscimo do inventário de refrigerante no circuito frigorífico, também com conseqüente redução do custo inicial.
- Para uma mesma área de troca de calor, trocadores de alto desempenho podem proporcionar significativas reduções de consumo de energia. Estes trocadores permitem a elevação da temperatura de evaporação e/ou a redução da temperatura de condensação; desse modo, se considerarmos o ciclo ideal de Carnot de compressão a vapor, percebemos facilmente que tais trocadores proporcionam coeficientes de eficácia, COP, superiores.
- No evaporador, a perda de carga do refrigerante afeta diretamente o desempenho da instalação, uma vez que reduz a pressão de aspiração do compressor, acarretando um incremento no consumo de energia. Assim, reduções no tamanho do trocador podem resultar no incremento da eficácia do sistema como resultado de perdas de cargas inferiores, ainda que, geralmente, para um mesmo comprimento de tubo a elevação taxa de transferência de calor através de superfícies intensificadoras seja acompanhado de perdas de carga superiores.

Técnicas de intensificação para a ebulição convectiva no interior de tubos horizontais, objeto de estudo deste artigo, são verificadas em evaporadores de expansão direta (geralmente tubo-aleta) encontrados em unidades de refrigeração, ar condicionado e bombas de calor. Na indústria petroquímica evaporadores com tubos horizontais são encontrados apenas ocasionalmente. Em evaporadores de expansão direta o fluido refrigerante entra no evaporador com um título de vapor em torno 15% após a válvula de expansão, deixando-o em condições de superaquecimento.

Tubos internamente ranhurados (também denominados de micro-aletados) foram introduzidos no mercado no final dos anos 70 pela Hitachi Cable Ltd., cuja aplicação disseminou-se no início dos anos 80. Por intensificarem substancialmente a transferência de calor com reduzido custo para a perda de carga, eles rapidamente suplantaram as demais técnicas de intensificação até então utilizadas. Estas, apesar de redundarem num incremento razoável do coeficiente de transferência de calor, eram utilizadas com restrições por elevarem demasiadamente a perda de carga.

O presente trabalho de pesquisa, focado em trabalhos publicados a partir de 1995, apresenta um estudo detalhado da literatura aberta sobre a ebulição convectiva no interior de tubos internamente ranhurados. Estudos experimentais envolvendo refrigerantes puros, misturas azeotrópicas e misturas de refrigerantes com óleos de lubrificação do compressor são resumidos em formato de tabela e

criticamente discutidos neste texto. Estudos da literatura sobre este tema, os quais podem ser utilizados como referências adicionais, foram publicados por Thome (1990), Webb (1994), Shatto e Peterson (1996), Newell e Shah (2001) e, recentemente, por Thome (2004) em um livro que pode ser adquirido pela internet sem custo algum através do seguinte endereço eletrônico: <http://www.wlv.com/products/databook/db3/DataBookIII.pdf>

2. ESTUDOS EXPERIMENTAIS

Apesar das superfícies ranhuradas serem extensamente utilizadas e de haver um número significativo de estudos sobre o tema, ainda não estão claras as possíveis causas dos elevados coeficientes de transferência de calor verificados quando comparados aos valores observados para superfícies lisas. Distintos autores têm indicado diferentes mecanismos como responsáveis por esta intensificação, entre os quais destacam-se:

- Elevação da área real de transferência de calor;
- Incremento de efeitos convectivos relacionados a estrutura das ranhuras;
- Favorecimento da transição de escoamento estratificado para anular;
- Maior contribuição da parcela de transferência de calor relacionada ao mecanismo de ebulição nucleada resultante da presença das ranhuras;
- Efeitos de tensão superficial.

Possivelmente a elevação do coeficiente de transferência de calor não esteja relacionada a um único mecanismo, mas à combinação de vários, cujo grau relativo de contribuição depende das condições de fluxo de calor, ϕ , velocidade mássica, G , título de vapor, χ , temperatura de saturação T_{sat} , e do diâmetro, D , e das características geométricas da superfície. A Figura 1, elaborada com base em método proposto por Wojtan *et al.* (2005a,b), ilustra um mapa de escoamento para tubos lisos; nela, nota-se que o regime estratificado verifica-se apenas para velocidades mássicas reduzidas, as quais são típicas de evaporadores de expansão direta encontrados em aplicações envolvendo ar-condicionado e refrigeração. Neste regime de escoamento, a região efetiva de transferência de calor é aquela em que a superfície encontra-se em contato com o fluido refrigerante no estado líquido, a qual corresponde geralmente a menos da metade do perímetro do tubo. Assim é fácil concluir que em tais condições a transição do escoamento em vazões inferiores para tubos ranhurados favorece coeficientes de transferência de calor superiores. Tal transição atuaria como mecanismo de intensificação primário, permitindo uma maior área efetiva de transferência de calor, sujeita a efeitos convectivos e ebulitivos também intensificados pelas ranhuras. Uma análise detalhada da Figura 2, baseada em resultados experimentais obtidos por Saiz Jabardo e Bandarra Filho (2000), revela que intensificações na transferência de calor superiores são observadas em condições de velocidades mássicas reduzidas.

Além de ranhuras helicoidais (ou convencionais), dispostas em apenas uma hélice, verificam-se ainda ranhuras com estrutura em dupla hélice, também denominadas de ranhuras cruzadas, e com formato de espinha de peixe, conhecidas na literatura inglesa como “herringbone tubes”. Tais estruturas são esquematicamente ilustradas na Figura 3, a qual ainda destaca as características geométricas importantes em tubos ranhurados: máximo diâmetro interno, dp , ângulo de hélice, β , altura da ranhura, e , espessura de parede, t , e ângulo de cunha, θ . Também são aspectos relevantes o número de ranhuras e a razão entre áreas internas, η , sendo esta última definida pela relação entre a superfície total de transferência de calor do tubo ranhurado e aquela calculada considerando um tubo liso com diâmetro interno igual ao máximo diâmetro interno do tubo ranhurado. Na maioria dos tubos ranhurados, as micro-aletas apresentam um corte transversal em formato trapezoidal com cantos arredondados; entretanto, formatos triangulares, retangulares e dentes de serra (sem espaçamento entre aletas consecutivas) também são verificados. A espessura da micro-aleta não se trata de um parâmetro relativamente importante ao considerar-se que sua eficiência aproxima-se de 1, já que apresenta altura de apenas alguns poucos décimos de milímetro.

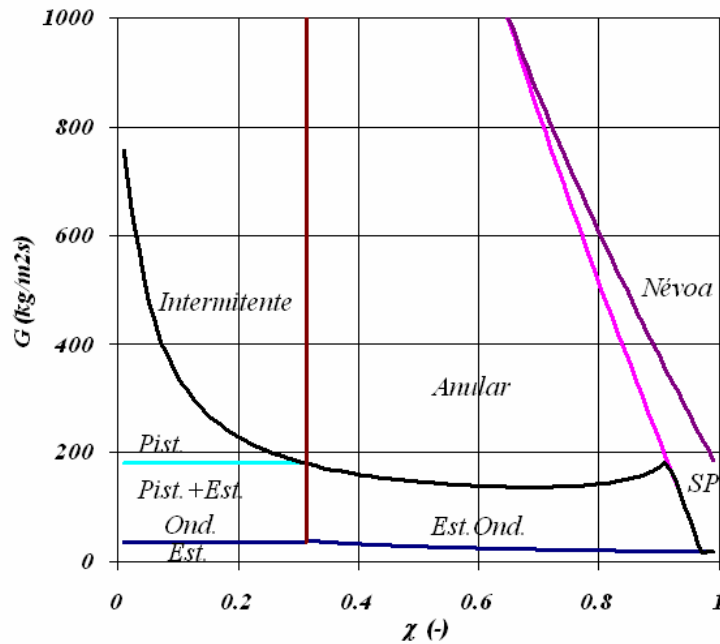


Figura 1. Mapa de escoamentos baseado em método proposto por Wojtan *et al.* (2005a,b) para o R134a, superfície lisa, $D=9,5\text{mm}$, $G=300\text{kg/m}^2\text{s}$ e $\phi=10\text{kW/m}^2$.

Na Figura 1 SP corresponde a região de secagem de parede e Pist., Est. e Est. Ond. respectivamente aos padrões de escoamento pistonado, estratificado e estratificado ondulado.

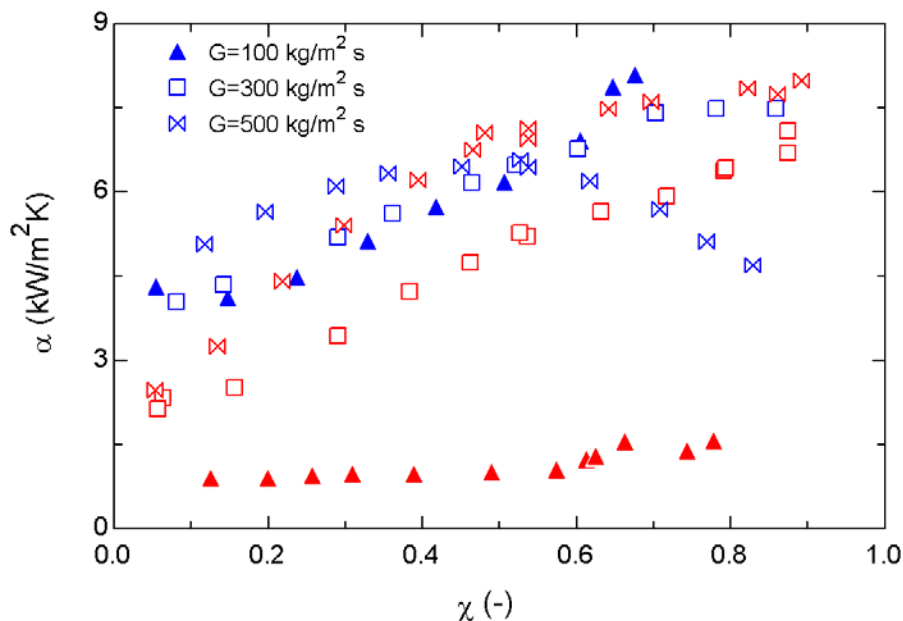


Figura 2. Ilustração do efeito da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor, α , para tubos lisos (símbolos vermelhos) e tubos ranhurados (símbolos azuis), baseada nos resultados experimentais de Saiz Jabardo e Bandarra Filho (2000) para o R134a, $D=3/8"$, $T_{sat}=5^\circ\text{C}$ e $\phi=5\text{ kW/m}^2$.

Características típicas de tubos ranhurados comerciais variam conforme o fabricante; entretanto, geralmente envolvem diâmetros externos de $3/8"$, ângulos de hélice variando entre 16 e 30° e números de micro-aletas, n , entre 60 e 75 . A profundidade das ranhuras apresenta valores entre $0,15$ e $0,25\text{ mm}$ com uma espessura de parede para tubos de cobre entre $0,3$ e $0,5\text{mm}$. Reduzidos valores de e quando comparado a tubos lisos representam uma redução de custo resultante de uma

significante economia de material. A Tabela 1 apresenta o resumo de estudos publicado a partir de 1995 envolvendo tubos ranhurados comerciais e também aqueles confeccionados em laboratório com o objetivo de estudar parametricamente o efeito de determinado parâmetro experimental na perda de carga e/ou taxa de transferência de calor.

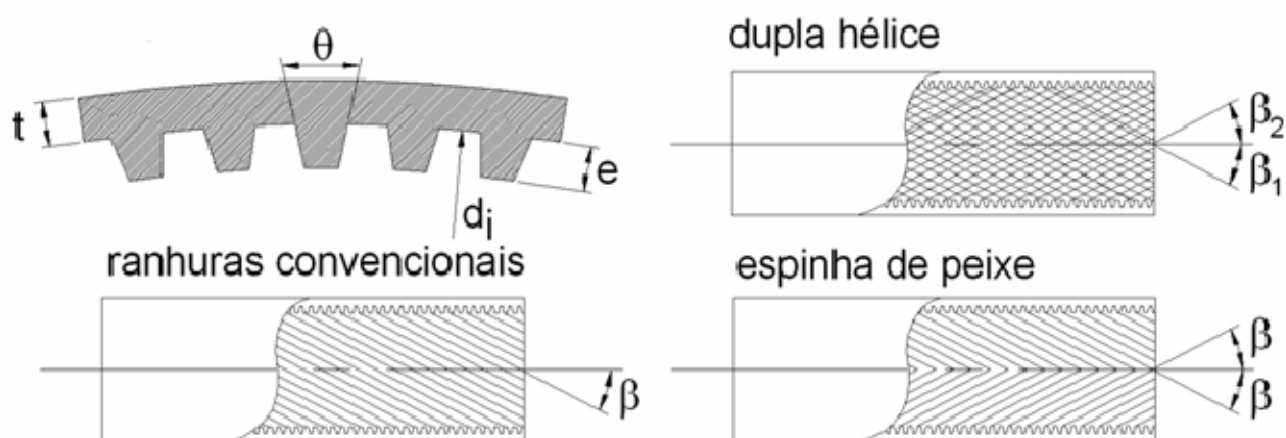


Figura 3. Representação esquemática e parâmetros geométricos tubos internamente ranhurados, Vales e Ribatski (2006).

Tabela 1: Estudos experimentais envolvendo a ebulição convectiva em tubos ranhurados horizontais.

autores	tubo ⁱ⁾	fluido	ϕ ⁱⁱⁱ⁾	T_{sat} ou p_{sat} ⁱⁱ⁾	G ⁱⁱⁱ⁾	dp (mm)	t (mm)	e (mm)	n	β (°)	θ (°)	η	par. ^{iv)}
Thors e Bogart (1994)	conv	R22	11-58	1,67	72-435	8,87; 14,86	0,203; 0,305	0,330; 0,508	60 - 75	0; 18; 23; 27	---	---	$\Delta p, \alpha$
Chamra e Webb (1995)	DH	R22	17,3; 26,5	24	142-327	14,66	0,17; 0,35	---	74	15	---	---	α
Kuo and Wang (1996)	conv	R22; R407C	6-14	600 kPa	100-300	8,92	0,20	0,30	60	18	---	1,58	$\Delta p, \alpha$
Nidegger <i>et al.</i> (1997)	conv	R134a+ óleo lub.	5-10	340 kPa	100; 200; 300	11,9	0,4	0,25	70	18	---	1,73	$\Delta p, \alpha$
Muzzio <i>et al.</i> (1998)	conv	R22	5,2 - 41	5	90-400	$\approx 8,90$	0,15-0,23	0,3; 0,34	54 - 65	18; 25	40-90	1,28; 1,51	$\Delta p, \alpha$
Zürcher <i>et al.</i> (1998)	conv	R407C+ óleo lub.	3-15	645 kPa	100; 200; 300	11,9	0,4	0,25	70	18	---	1,73	$\Delta p, \alpha$
Bogart e Thors (1999a)	conv	R410A	9-38	1.67	100-400	8,87	0,20	0,33	60	18	---	---	$\Delta p, \alpha$
Bogart e Thors (1999b)	conv	R22; R134a; R407C; R507	3-37	4,44	25-275	14,86	0,305	0,508	75	23	---	---	$\Delta p, \alpha$
Saiz Jabardo e Bandarra Filho (2000)	conv; esp	R134a	5	5, 10	100-500	6,40; 7,33; 8,92	0,3	0,2	60-82	18	33	1,78-1,95	$\Delta p, \alpha$
Seo e Kim (2000)	conv	R22	5; 10; 15	-5,5; -15	70-211	6,36; 8,82	0,12; 0,15	0,32 0,35	60 60	25 18	---	1,44 1,57	$\Delta p, \alpha$

Tabela 1 (continuação): Estudos experimentais envolvendo a ebulição convectiva em tubos ranhurados horizontais.

autores	tubo ⁱ⁾	fluido	ϕ ⁱⁱⁱ⁾	T_{sat} ou p_{sat} ⁱⁱ⁾	G ⁱⁱⁱ⁾	dp (mm)	t (mm)	e (mm)	n	β (°)	θ (°)	η	par. ^{iv)}
Kabelac e De Buhr (2001)	conv	amônia	27-118	-40 - 4	50 - 150	11,1 3	0,63	---	21	25	---	1,58	$\Delta p, \alpha$
Kim <i>et al.</i> (2001)	conv; conv elip	R22	12	15	150-300	8,92; 11,2/ 7,47	0,2	---	60	18	40	1,6	$\Delta p, \alpha$
Yashar <i>et al.</i> (2001)	conv	R134a; R410A	0-10	5	75-700	7,3; 8,9	---	---	50; 60	0; 18	---	1,53; 1,68	$\varepsilon^* \nu$
Del Col <i>et al.</i> (2002)	conv	R22	14-20	22	205-255	14,85	0,36	---	73	21,5	41,6	---	α
Ishikawa <i>et al.</i> (2002)	conv	R22	14-28	4,8	160-320	7,08	0,21- 0,24	0,24	55-85	16	10	2,1 - 2,8	$\Delta p, \alpha$
Kelly <i>et al.</i> (2002)	conv	amônia	0,82 - 5,4	-20; -10; 5	9-61	---	---	---	---	---	---	1,50	α
Yu <i>et al.</i> (2002)	conv	R134a	2,2-56	6	163-408	11,1	0,3	0,8	60	18	---	1,63	α
Haberschill <i>et al.</i> (2003a,b)	conv	R22; R407C	10-30	770 kPa	150-300	11,98; 6,50	0,22 - 0,26	0,25; 0,36	55; 70	10 - 30	20- 50	1,56- 1,70	$\Delta p, \alpha$
Passos <i>et al.</i> (2003)	conv	R407C	10, 20	770 kPa	200; 250; 300	6,48; 11,98	0,26; 0,36	0,15; 0,25	50; 65	18; 30	50; 65	1,46; 1,48	$\Delta p, \alpha$
Shedd e Newell (2003)	conv	ar-água	---	---	44-120	14,7	0,20	---	20	0; 9; 18	---	---	δ^{ν}
Bandarra Filho <i>et al.</i> (2004)	conv	R134a	5	5	70-1100	6,40; 7,33; 8,92	0,3	0,2	60; 68; 82	18	33	1,95; 1,93; 1,91	Δp
Li <i>et al.</i> (2005)	3D	R134a	2-22	15-25,2	70-320	11,2	0,25	---	---	---	---	---	$\Delta p, \alpha$
Kim e Shin (2005)	conv e DH	R22; R410A	11	15	146; 220; 294	8,14- 8,68	0,12- 0,32	0,35- 0,46	20-72	15,5- -44	15-53	1,28- 1,85	α
Wellsandt e Vamling (2005a,b)	esp	R134a	até 68	-0,7- 10,1	158-357	8,95	0,29	0,212	70	16	25	1,84	$\Delta p, \alpha$
Wellsandt e Vamling (2005b)	esp	R407C; R410A	até 79	-5,5- 13,8	191-404	8,95	0,29	0,212	70	16	25	1,84	$\Delta p, \alpha$
Bandarra Filho e Saiz Jabardo (2006)	conv, esp	R134a	5	5	100-500	8,92	0,30	0,2	70, 82	18	33	1,78, 1,91	$\Delta p, \alpha$
Müller-Steinhagen e Spindler (2006)	conv	R134a; R404A	1-15	-20-20	25-150	8,95	0,24	0,30	55	15	20	1,76	$\Delta p, \alpha$
Picanço e Passos (2006)	conv	R141b	3,6-10,8	43	100; 200; 250	11,2	0,4	0,186	72	17	---	1,32	α
Targanski e Cieslinski (2007)	conv	R407C+ óleo lub.	---	0	250-500	8,8	---	0,2	60	18	48	---	$\Delta p, \alpha$

ⁱ⁾ Considerar a seguinte relação para a configuração das ranhuras: conv=> convencionais; DH=> dupla hélice; esp=> espinha de peixe; elip=> tubo elíptico; 3D=> ranhuras tridimensionais; ⁱⁱ⁾ Admitir quando a unidade dimensional não for fornecida que o valor indicado é o da temperatura de saturação dado em °C; ⁱⁱⁱ⁾ As unidades dimensionais para G e ϕ são respectivamente kg/m²s e kW/m²; ^{iv)} A última coluna desta tabela apresenta os parâmetros experimentais levantados em cada estudo; ^{v)} Os ímbolos δ e ε^* representam, respectivamente, a espessura do filme líquido e a fração de vazio volumétrica.

Geralmente, os autores mencionados na tabela acima realizaram experimentos adicionais para tubos lisos com diâmetros internos máximos próximos aos das superfícies ranhuradas estudadas. Isto permite avaliar a melhoria de desempenho promovida pelo uso de tubos ranhurados considerando resultados obtidos em um mesmo equipamento experimental e sob condições similares de T_{sat} , χ , ϕ e G . No caso da superfície ranhurada os valores de fluxo de calor e vazão mássica são calculados considerando um tubo liso com diâmetro igual ao diâmetro interno máximo do tubo ranhurado em questão. Adotando este procedimento, é possível mensurar a variação do desempenho segundo os fatores de intensificação da taxa de transferência de calor, E_α , e de incremento de perda de carga, $E_{\Delta p}$, definidos de acordo com as seguintes equações:

$$E_\alpha = \left(\frac{\alpha_{(tubo \text{ ranhurado})}}{\alpha_{(tubo \text{ liso})}} \right)_{G, T_{sat}, \chi, \phi} \quad (1)$$

$$E_{\Delta p} = \left(\frac{\Delta p_{(tubo \text{ ranhurado})}}{\Delta p_{(tubo \text{ liso})}} \right)_{G, T_{sat}, \chi, \phi} \quad (2)$$

Nos estudos apresentados na Tabela 1, verificou-se valores para E_α superiores a 4, os quais corresponderam à incrementos na perda de carga, dados por $E_{\Delta p}$, de apenas 1,9. Geralmente o fator de intensificação da taxa de transferência de calor eleva-se em condições de títulos de vapor, vazões mássicas e fluxos de calor reduzidos. Valores para E_α superiores dentro de determinadas condições experimentais foram observados para ranhuras do tipo espinha de peixe que entretanto corresponderam a um incremento razoável em $E_{\Delta p}$. Resultados da literatura também revelam a elevação de E_α com dp , sendo que com o decréscimo do diâmetro, E_α parece tender a η .

Uma análise da Tabela 1 permite concluir que as pesquisas realizadas geralmente trataram de superfícies ranhuradas convencionais (micro-aletas segundo apenas uma hélice), compreendendo diâmetros internos máximos entre 6,40 e 14,86 mm e velocidades mássicas entre 25 e 500 kg/m²s. Com exceção de Kabelac e De Buhr (2001) e Kelly *et al.* (2002) que realizaram ensaios com a amônia, segundo esta tabela, experimentos foram realizados apenas para refrigerantes halogenados. Estes trabalhos incluem fluidos puros, misturas zeotrópicas e a mistura destes refrigerantes com óleos de lubrificação do compressor. Estudo interessante indicado na Tabela 1 foi realizado por Shedd e Newell (2003) para o escoamento ar-água no interior de um tubo ranhurado transparente, no qual eles determinaram a espessura do filme líquido, δ , para o escoamento anular utilizando uma técnica óptica, não intrusiva e de custo reduzido. Vale ressaltar que, atualmente, um estudo realizado no Laboratório de Refrigeração da EESC vem tentando reproduzir esta técnica, visando aplicá-la na investigação da ebulição convectiva em macro- e micro-canais.

Na maioria dos estudos da Tabela 1, foram levantados coeficientes de transferência de calor médios para um determinado comprimento de seção de testes. Nestes ensaios, água aquecida fluindo numa estrutura anular ao redor da superfície de testes (similar a um trocador tubo em tubo) foi utilizada para a evaporação do refrigerante. No procedimento de redução de dados o coeficiente de transferência de calor interno foi estimado a partir do coeficiente global, o qual foi baseado num balanço de energia do lado da água e na diferença logarítmica média de temperatura (LMTD) contra-corrente. O método de Wilson modificado foi utilizado para a estimativa do coeficiente de transferência de calor do lado da água. Alguns estudos obtiveram coeficientes de transferência de calor quase-locais, estimados a partir do fluxo de calor médio, considerando um balanço de energia do lado da água e da temperatura superficial medida através de termopares distribuídos ao longo da superfície de testes. Através do uso de resistências elétricas de fitas uniformemente fixadas ao redor da superfície de testes e termopares fixados ao longo da seção de testes coeficientes de transferência de calor locais foram também determinados. Nestes dois últimos procedimentos para o cálculo de α , a temperatura local do fluido refrigerante foi estimada a partir das pressões na entrada e saída da

seção de testes, assumindo o refrigerante saturado e uma variação linear da pressão ao longo da superfície de ensaios.

No que diz respeito a estudos envolvendo misturas zeotrópicas, é interessante destacar que procedimentos utilizados para a redução de dados geralmente desprezaram a variação da temperatura da mistura com o título de vapor durante o processo de mudança de fase a pressão aproximadamente constante. Neles, os autores assumiram a temperatura do refrigerante (líquido+vapor) como sendo aquela relativa ao ponto de ebulição ($\chi=0$). Tal procedimento resulta na obtenção de coeficientes de transferência de calor significativamente inferiores. Este cenário, no caso de tubos ranhurados, devido aos elevados valores de α como resultado de reduzidos superaquecimentos da superfície, também verifica-se para misturas quase-azeotrópicas como o R410A, ainda que estes refrigerantes apresentem reduzidas diferenças de temperaturas entre os pontos de orvalho e de ebulição (“temperature glide” na literatura inglesa). No caso de título de vapor elevados e misturas compostas por refrigerante e óleo de lubrificação do compressor, efeitos relacionados a transferência de calor sensível podem tornarem-se relevantes, e devem, neste caso, serem introduzidos nos procedimentos de redução dos dados experimentais conforme ilustrado em Thome (2004). Aparentemente, tal cuidado não foi observado nos estudos listados na Tabela 1. Efeitos relacionados a transferência de calor sensível podem também ser relevantes para misturas zeotrópicas com elevadas diferenças entre as temperaturas dos pontos de orvalho e de ebulição.

Aparentemente, apenas Kattan *et al.* (1995) investigaram a ebulição convectiva em tubos verticais internamente ranhurado. Eles realizaram ensaios para o refrigerante R134a e um tubo com ranhuras convencionais. Coeficientes de transferência de calor inferiores foram observados para o tubo posicionado verticalmente quando comparado aos valores obtidos para o mesmo tubo na posição horizontal.

Durante a manufatura de trocadores de calor do tipo serpentina, o tubo é expandido de forma a reduzir a resistência térmica entre sua superfície externa e a das aletas devido a um contato imperfeito. Em tal procedimento passa-se um expansor de diâmetro superior ao diâmetro interno do tubo o qual pode deformar as ranhuras internas, afetando conseqüentemente o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga. Embora um elevado número de autores tenha se dedicado ao estudo do desempenho de superfícies ranhuradas, não foram verificadas pesquisas referentes ao desempenho destes tubos após o processo de expansão. Vale ressaltar que, recentemente, teve início no Laboratório de Refrigeração da EESC uma série de experimentos tendo como objetivo investigar tal tema e cujos resultados, segundo a pesquisa bibliográfica aqui apresentada, seriam inéditos.

3. CONCLUSÕES

O estado da arte envolvendo estudos sobre a evaporação convectiva em tubos internamente ranhurados foi apresentado. Observou-se que esta técnica de intensificação proporciona elevados incrementos na taxa de transferência de calor com reduzidos custos para a perda de carga. No caso de experimentos envolvendo misturas, verificou-se que a adoção de procedimentos simplificados na redução dos dados experimentais proporcionam, geralmente, resultados incorretos para o coeficiente de transferência de calor. Finalmente, vale ressaltar que apesar de durante o processo de fabricação de trocadores tipo serpentina os tubos sofrerem um processo mecânico de expansão, o qual tende a deformar as ranhuras, pesquisas foram realizados apenas para tubos não expandidos os quais não correspondem as condições realmente verificadas na maioria das aplicações.

4. AGRADECIMENTOS

O primeiro autor agradece à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pelo auxílio concedido através de uma bolsa modalida Jovem Pesquisador, processo FAPESP nº 06/52089 relativa ao projeto de pesquisa intitulado “Estudo Teórico-Experimental da Ebulição Convectiva de Refrigerantes Halogenados no Interior de Micro-Canais”.

5. REFERÊNCIAS

- Bandarra Filho, E.P. and Saiz Jabardo, J.M., 2004, "Convective boiling pressure drop of refrigerant R-134a in horizontal smooth and microfin tubes", *Int. J. Refrigeration*, Vol. 27, pp. 895-903.
- Bandarra Filho, E.P. and Saiz Jabardo, J.M., 2006, "Convective boiling performance of refrigerant R-134a in herringbone and microfin copper tubes", *Int. J. Refrigeration*, Vol. 29, pp. 81-91.
- Bogart, J. and Thors, P., 1999a, "In-tube evaporation and condensation of R-22 and R-410A with plain and internally enhanced tubes", *Enhanced Heat Transfer*, Vol. 6, pp. 37-50.
- Bogart, J. and Thors, P., 1999b, "In-tube evaporation of R-22 and three of its alternatives in a 15.88mm internally enhanced tube", *Enhanced Heat Transfer*, Vol. 6, pp. 317-326.
- Chamra, L.M. and Webb, R.L., 1995, "Condensation and evaporation in microfin tubes at equal saturation temperatures", *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Vol. 2, pp. 219-229.
- Del Col, D., Webb, R.L. and Narayanamurthy, R., 2002, "Heat transfer mechanisms for condensation and vaporization inside a microfin tube", *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Vol. 9, pp. 25-37, 2002.
- Haberschill, P., Branescu, C. and Lallemand, M., "Pressure drops of micro-finned tubes during boiling of R-22 and R-407C", Eurotherm Seminar N° 72, Thermodynamics, Heat and Mass Transfer of Refrigeration Machines and Heat Pumps, Valência, Espanha.
- Haberschill, P., Branescu, C., and Lallemand, M., 2003, "Convective boiling of R-22 and R-407C in micro-finned tubes", Eurotherm Seminar N° 72, Thermodynamics, Heat and Mass Transfer of Refrigeration Machines and Heat Pumps, Valência, Espanha.
- Ishikawa, S., Nagahara, K. and Sukumoda, S., 2002, "Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of HCFC22 in horizontal copper tubes with many inner fins", *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Vol.9, pp. 17-23.
- Kabelac, S. and De Buhr, H.J., 2001, "Flow boiling of ammonia in a plain and a low finned horizontal tube", *Int. J. Refrigeration*, Vol. 24, pp. 41-50.
- Kattan, N., Thome, J.R. and Favrat, D., 1995 "Boiling of R-134a and R-123 in a microfin tube", 19th International Congress of Refrigeration, The Hague, Vol. IVa, pp. 337-344.
- Kelly, J.E., Eckels, S.J. and Fenton, D.L., 2002, "An experimental investigation of in-tube evaporation of pure ammonia in a smooth and a microfin tube, part I- heat transfer (RP-866)", *HVAC&R Research*, Vol. 8, pp. 239-256.
- Kim, M.H., Shin, J.-S. and Bullard, C. W., 2001, "Heat transfer and pressure drop characteristics during R22 evaporation in an oval microfin tube", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 123, pp. 301-308.
- Kim, M-H. and Shin, J-S., 2005, "Evaporating heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes", *Int. J. Refrigeration*, Vol. 28, pp. 940-948.
- Kuo, C. S. and Wang, C.- C., 1996, "Horizontal flow boiling of R22 and R407C in a 9.52mm microfin tube", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16, pp. 719-731.
- Li, L., Cui, W., Liao, Q., Mingdao, X., Jen, T.-C. and Chen, Q., 2005, "Heat transfer augmentation in 3D internally finned and microfinned helical tube", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 1916-1925.
- Müller-Steinhagen, H. and Spindler, K., 2006, "Heat transfer and pressure drop during flow boiling of R134a and R404A in a microfin tube at low mass fluxes", BOI-24, 13th International Heat Transfer Conference, IHTC13, Sidney, Austrália.
- Muzzio, A., Niro, A. and Arosio, S., 1998, "Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of R22 inside 9.52-mm O.D. microfin tubes of different geometries", *Enhanced Heat Transfer*, Vol. 5, pp. 39-52.
- Newell, T.A. and Shah, R.K., 2001, "An assessment of refrigerant heat transfer, pressure drop, and void fraction effects in microfin tubes", *HVAC&R Research*, Vol. 7, pp. 125-153.
- Nidegger, E., Thome, J.R. and Favrat, D., 1997, "Flow Boiling and Pressure Drop Measurements for R-134a/Oil Mixtures Part 1: Evaporation in a Microfin Tube", *HVAC&R Research*, Vol. 3, pp. 38-53.

- Passos, J.C., Kuser, V.F., Haberschill, P. and Lallemand, M., 2003, "Convective boiling of R-407c inside horizontal microfin and plain tubes", *Exp. Thermal Fluid Science*, Vol. 27, pp. 705-713.
- Picanço, M.A.S. and Passos, J.C., 2006, "Flow Boiling of R-141b Inside Plain and Microfin Tubes", *ECI International Conference on Boiling Heat Transfer*, Spoleto, Italia, 2006.
- Saiz Jabardo, J.M., and Bandarra Filho, E.P., 2000, "Desempenho termo-hidráulico de refrigerantes halogenados evaporando no interior de tubos de cobre internamente ranhurados", *Relatório para a empresa Termomecânica São Paulo S/A., Laboratório de Refrigeração, EESC, Universidade de São Paulo*.
- Seo, K. and Kim, Y., 2000, "Evaporation heat transfer and pressure drop of R-22 in 7 and 9.52 mm smooth/micro-fin tubes", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2869-2882.
- Shatto, P.P. and Peterson, G.P., 1996, "A review of flow boiling heat transfer with twisted tape inserts", *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Vol. 3, pp. 233-257.
- Shedd, T.A. and Newell, T.A., 2003, "Visualization of two-phase flow through microgrooved tubes for understanding enhanced heat transfer", *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 46, pp. 4169-4177.
- Targanski, W. and Cieslinski, J.T., 2007, "Evaporation of R407C/oil mixtures inside corrugated and micro-fin tubes", *Applied Thermal Engineering*, in press.
- Thome, J.R., 1990, "Enhanced boiling heat transfer", Hemisphere Publishing Corporation, New York, EUA.
- Thome, J.R., 2004, "Engineering Databook III", Wolverine Tube, Inc, Huntsville, AL, USA, <http://www.wlv.com/products/databook/db3/data/db3ch11.pdf>.
- Thors, P. and Bogart, J., 1994, "In-tube evaporation of HCFC-22 with enhanced tubes", *Enhanced Heat Transfer*, Vol. 1, pp. 365-377.
- Vales, L.F. and Ribatski, G., 2006, "Avaliação experimental dos efeitos do processo mecânico de expansão de tubos internamente ranhurados na ebulição convectiva do R134a", *Projeto de Pesquisa de Iniciação Científica apresentado à FAPESP em 11/2006*.
- Webb, R.L., 1994, "Principles of enhanced heat transfer", John Wiley & Sons, Inc., New York, EUA.
- Wellsandt, S. and Vamling, L., 2005a, "Evaporation of R134a in a horizontal herringbone microfin tube: heat transfer and pressure drop", *Int. J. Refrigeration*, Vol. 28, pp. 889-900.
- Wellsandt, S. and Vamling, L., 2005b, "Evaporation of R407C and R410A in a horizontal herringbone microfin tube: heat transfer and pressure drop", *Int. J. Refrigeration*, Vol. 28, pp. 901-911, 2005b.
- Wojtan, L., Ursenbacher, T. and Thome, J.R., 2005, "Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I – A new diabatic two-phase flow pattern map", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 2955-2969.
- Wojtan, L., Ursenbacher, T. and Thome, J.R., 2005, "Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II – Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 2970-2985.
- Yashar, D.A., Wilson, M.J., Kopke, H.R., Graham, D.M., Chato, J.C. and Newell, T.A., 2001, "An Investigation of Refrigerant Void Fraction in Horizontal, Microfin Tubes", *HVAC&R Research*, Vol. 7, pp. 67-82.
- Yu, M-H., Lin, T-K. and Tseng, C-C., 2002, "Heat transfer and flow pattern during two-phase flow boiling of R-134a in horizontal smooth and microfin tubes", *Int. J. Refrigeration*, Vol. 25, pp. 789-798.
- Zürcher, O., Thome, J.R. and Favrat, D., 1998, "In tube flow boiling of R-407C and R-407C/oil mixtures part I: microfin tube, HVAC&R Research, vol. 4, pp. 347-372.

STATE-OF-THE-ART OF FLOW BOILING HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN MICROFIN TUBES

Gherhardt Ribatski

Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos-USP, Av. Trabalhador SanCarlense 400, Centro, São Carlos, SP, Brasil.

ribatski@sc.usp.br

Luben Cabezas-Gómez

Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos-USP, Av. Trabalhador SanCarlense 400, Centro, São Carlos, SP, Brasil.

lubencg@sc.usp.br

Hélio Aparecido Navarro

Departamento de Estatística, Matemática Aplicada e Computação, Instituto de Geociências e Ciências Exatas, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho", Av. 24-A, 1515, Rio Claro, SP, Brazil.

helio@rc.unesp.br

Abstract: *Flow boiling in microfin tubes is found in coil-type heat exchangers largely employed in the air-conditioning and refrigeration industries. The microfins promote a substantial increment in the heat transfer coefficient with a small penalty for the pressure drop. This paper presents a comprehensive literature review on flow boiling in microfin tubes. Experimental results for heat transfer coefficient and pressure drop are described and critically analyzed. Discussions on the experimental techniques and data reduction procedures applied by the authors are also presented. Based on this study, it was noted that during the manufacture of a coil-type heat exchanger, the tubes are submitted to a mechanical internal expansion process, which may cause severe damages on the microfin structure and affect the tube performance. Although microfin tubes after an expansion process represent a condition closer to the one observed in the equipments, it was not found an experimental study comparing the tube performances before and after the expansion. It is important to highlight that an experimental study concerning the effects of the expansion of a microfin-tube on the flow boiling heat transfer coefficient and pressure drop is being carried out in the Laboratory of Refrigeration at EESC-USP.*

Keywords: *flow boiling, enhanced surfaces, convective boiling, two-phase flow, microfin tubes.*