

ANÁLISE DA EVAPORAÇÃO DE REFRIGERANTES EM TUBOS LISOS E MICROALETADOS

Jacqueline Biancon Copetti

Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS
Ciências Exatas e Tecnológicas – Engenharia Mecânica
Av. Unisinos, 950 – Cep 93022-000 - São Leopoldo - RS
copetti@euler.unisinos.br

Daiana de Souza

dsouza@euler.unisinos.br

Mario Henrique Macagnan

mhmacc@euler.unisinos.br

Rejane De Césaró Oliveski

decesaro@euler.unisinos.br

Resumo. Este trabalho apresenta uma análise da evaporação de refrigerantes no interior de tubos para as condições típicas de refrigeração. A atual substituição dos refrigerantes CFCs torna necessário o estudo do comportamento térmico de diferentes refrigerantes durante a mudança de fase. Através de bases de dados experimentais se analisou e comparou o comportamento do coeficiente de transferência de calor, permitindo a caracterização dos padrões de escoamento de três refrigerantes: R22, R134a e CO₂. Se verificou como os padrões são alterados com a variação do título dos refrigerantes para diferentes temperaturas de saturação em tubos lisos e microaletados. Foi analisada também a influência da variação do fluxo de massa e do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor para os diferentes padrões e a geometria da microaleta. Paralelamente, foi feita uma revisão das correlações disponíveis para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para tubos lisos e microaletados e foi verificado o ajuste destas correlações aos dados experimentais. Para isto, foi desenvolvido um software em VisualBasic e uma interface com o programa REFPROP (NIST), o qual possibilita o acesso às propriedades físicas e termodinâmicas de diversos refrigerantes e misturas. Para tubos lisos é possível dispor de correlações que apresentam boa concordância aos dados do R22 e R134a, o que não ocorre para o CO₂. Já para tubos microaletados, existem poucas correlações disponíveis e a generalização é difícil em função das opções de geometria.

Palavras chave: Evaporação, Refrigerantes, Tubos lisos e microaletados, Correlações para transferência de calor

1. Introdução

O estudo da mudança de fase de refrigerantes desperta muito interesse em função da sua aplicabilidade na indústria da refrigeração, ar condicionado e bomba de calor. Muitos trabalhos vem sendo realizados para explicar os processos de vaporização e condensação com relação aos refrigerantes e às superfícies de troca térmica.

A vaporização de refrigerantes através de tubos é um processo de transferência de calor que envolve uma certa complexidade, pois se encontram diferenças no padrão de escoamento conforme a saturação do refrigerante aumenta, modificando diretamente o coeficiente de transferência de calor. Este comportamento também pode variar conforme o tipo de refrigerante e as condições operacionais e geométricas envolvidas.

O interesse destes estudos foi incrementado em função de novos fluidos refrigerantes pós Protocolo de Montreal, quando se estipulou a eliminação dos compostos a base de cloro (CFC), devido a seus potenciais de destruição da camada de ozônio (ODP) e de aquecimento global (GWP), para 2010 (UNEP, 2002) e logo, conforme a resolução do CONAMA (2000), para 2007 no Brasil. Assim, do uso intensivo dos refrigerantes CFC (R11, R12, R502, etc.) passou-se para os HCFC (R22, R123, R409a, etc.) e para os HFC (R134a, R404a, R410a, etc.). Por sua vez, os refrigerantes HCFC, com menor número de moléculas de cloro e menos estáveis na atmosfera, conseqüentemente, apresentando um ODP menor, terão sua produção e uso interrompidas em 2040 (UNEP, 2002). Os novos refrigerantes a base de flúor (HFC), com características termodinâmicas bastante semelhantes aos CFC e HCFC, apresentam ODP nulo, mas valores ainda elevados de GWP.

Paralelamente a estes, alguns refrigerantes naturais como os hidrocarbonetos propano, isobutano e suas misturas, e também o dióxido de carbono, voltaram a despertar atenção (Lorentzen, 1995 e Domanski, 1998), principalmente por seus baixíssimos valores de GWP e ODP nulo.

Todo este processo de substituição dos refrigerantes envolve a análise de equipamentos e sistemas utilizados originalmente, bem como novos critérios de projeto e otimização. Da mesma forma, a identificação dos padrões de

escoamento durante a vaporização é fundamental para o estudo do desempenho térmico dos novos refrigerantes (Thome, 1996).

Aliado a isto, vem-se estudando diferentes tipos de superfícies (Chamra e Webb, 1996) para a obtenção de uma melhor troca térmica entre refrigerante e o meio de resfriamento. Entre estas superfícies, os tubos internamente microaletados têm-se mostrado como uma opção interessante. Além de apresentar incremento significativo do coeficiente de transferência de calor para os refrigerantes puros e algumas misturas (R22, R134a, R407c, etc), permitem a construção de equipamentos mais compactos e com menor carga de refrigerante, ideal para o uso seguro dos refrigerantes naturais.

Em vista do exposto, este trabalho apresenta uma análise comparativa da transferência de calor durante a vaporização para três refrigerantes. Foram selecionados o R22 como fluido HCFC, o R134a como HFC e o CO₂ como alternativa de refrigerante natural, já que este tem se mostrado um candidato potencial para muitas aplicações, em especial para ar condicionado automotivo (Brown et. al, 2002, Pettersen et. al, 1998), bombas de calor (Nekså, 2002) e sistemas de refrigeração em cascata. Isto é realizado a partir de dados publicados de trabalhos experimentais com estes refrigerantes, para diferentes condições operacionais. Além disso, foram selecionadas algumas correlações propostas na bibliografia para transferência de calor e o ajuste das mesmas aos dados experimentais é apresentado e discutido.

2. Estudo do comportamento térmico de refrigerantes durante a vaporização no interior de tubos lisos e microaletados

2.1. Padrões de escoamento

O escoamento em mudança de fase experimenta diferentes padrões conforme o título do refrigerante varia ao longo do comprimento de um tubo horizontal. Os padrões são influenciados por características termodinâmicas e hidrodinâmicas, ou seja, dependem das propriedades do fluido, da fração mássica do líquido e da velocidade de escoamento. Além disso, os padrões influem de modo significativo no coeficiente de transferência de calor, por isso a importância do entendimento do processo.

Em tubos horizontais para escoamento a baixas velocidades, devido à força da gravidade, a fase líquida tenderá a estratificar-se, sendo este efeito ainda mais acentuado a baixos títulos. Com o aumento da velocidade de escoamento este efeito tende a diminuir.

Três diferentes mecanismos de transferência de calor podem existir, sendo eles: a ebulição nucleada, a evaporação convectiva e a transferência de calor em simples fase do vapor.

Quando o líquido, a velocidades relativamente baixas, entra em um tubo aquecido por um fluxo de calor constante, inicia a formação de sítios de nucleação de vapor. As bolhas formadas tendem a se manter na porção superior do tubo devido ao efeito da gravidade (*padrão de escoamento de bolhas*). Depois da nucleação, as bolhas rapidamente se aglomeram para formar pistões de vapor ao longo da superfície do tubo (*padrão de escoamento pistonado*). Com o aumento do título ocorre a transição no mecanismo de transferência de calor e o processo de ebulição é substituído pelo processo de evaporação. Esta transição é precedida pela mudança no padrão de escoamento para o padrão anular.

Se a velocidade do fluido é alta, há formação de um núcleo contínuo de vapor cercado por uma película de líquido na parede do tubo. O *escoamento anular* ocorre quando a razão entre a seção transversal preenchida por vapor e a seção transversal do tubo é aproximadamente 85% (Collier & Thome, 1996). Esta película, assimétrica no caso de tubos horizontais, apresenta uma reduzida espessura, que diminui progressivamente ao longo do tubo, como resultado da intensa evaporação na interface líquido – vapor. Neste caso o calor é transferido por convecção no filme líquido, sendo por isso referido como evaporação convectiva. Embora seja possível a ocorrência simultânea de ebulição nucleada e evaporação convectiva, em geral não se observa nucleação de bolhas na superfície do tubo em condições de padrão anular em virtude do significativo efeito do resfriamento da película proporcionado pela evaporação na interface.

A títulos superiores ocorre a evaporação completa do filme líquido. Esta transição é conhecida como *secagem* e é acompanhada por um aumento da temperatura superficial do tubo. A condição de secagem muitas vezes coloca um limite efetivo na evaporação em um tubo para um certo fluxo de calor.

2.2. Análise de bases de dados experimentais

Foram selecionados dados da literatura para os refrigerantes R22, R134 e CO₂ a partir de experimentos realizados em tubos horizontais lisos e microaletados. Estes dados foram representados como uma função da temperatura de saturação (T_{sat}), fluxo de massa (G), fluxo de calor (q), título (χ), diâmetro do tubo (D), altura da aleta (H_a), ângulo de hélice (α) e número de aletas (n). A base de dados para tubos lisos e microaletados está resumida na Tab. 1, onde também se pode verificar a faixa de condições operacionais correspondente a cada conjunto de dados.

Tabela 1. Base de dados considerada neste trabalho.

Fonte	Refrigerante	D (mm)	G (kg/m ² s)	q (kW/m ²)	T _{sat} (°C)	H _a (mm)	α (°)	n	N° pontos
Tubo liso									
Lallemand (2001)	R22	12,70	150-300	10-30	14	-	-	-	106
Bandarra (1997)	R22	11,52	300	5-10	5	-	-	-	19
Bandarra (1997)	R134a	11,52	100-500	5-30	5	-	-	-	76
Jabardo (2000)	R134a	12,70	200-300	5-20	8-15	-	-	-	45
Kattan (1998)	R134a	10,92	100-300	2-14	4,4	-	-	-	37
Yun (2003)	CO ₂	8,0	170-320	10-20	5-10	-	-	-	128
Tubo Microaletado									
Lallemand (2001)	R22	12,70	100-250	10-30	14	0,23	20	70	264
Kuo e Wang (1996)	R22	9,52	100-300	6-14	6 e 10	0,20	18	60	30
Seo e Kim (2000)	R22	9,52	70-211	5-15	-15-5	0,12	25	60	47
Bandarra (2002)	R134a	9,52	100-500	5	5	0,20	18	82	30

Os dados foram selecionados considerando aqueles que apresentavam uma faixa mais ampla nas condições operacionais (fluxo de calor, fluxo de massa e temperatura de saturação), permitindo assim a verificação do desenvolvimento dos padrões de escoamento, através da variação do coeficiente de transferência de calor, h, com o título do refrigerante para o processo de vaporização. No entanto, como se pode observar na Tab. 1, existem diferenças nos dados quanto aos diâmetros dos tubos, parâmetros geométricos das microaletas e condições de aquecimento dos tubos. Por isso, foram selecionadas mais de uma referência para cada refrigerante. Quanto ao CO₂, existem poucos trabalhos experimentais publicados de evaporação em tubos e, além disso, não se encontram dados deste refrigerante em tubos microaletados, pois em sistemas de refrigeração e bombas de calor o CO₂ opera em ciclo transcrito no lado de alta pressão e subcrítico no lado de baixa, com utilização de tubos lisos de pequeno diâmetro interno (na ordem de 2 a 8 mm) e superfícies compactas formadas por micro canais (na faixa de 0,8 mm). Além disso, sua pressão de operação no lado de alta é muito elevada (Pettersen, 1998).

Dados comparativos do comportamento do coeficiente de transferência de calor com o título destes refrigerantes são apresentados nas Figuras de 1 a 5.

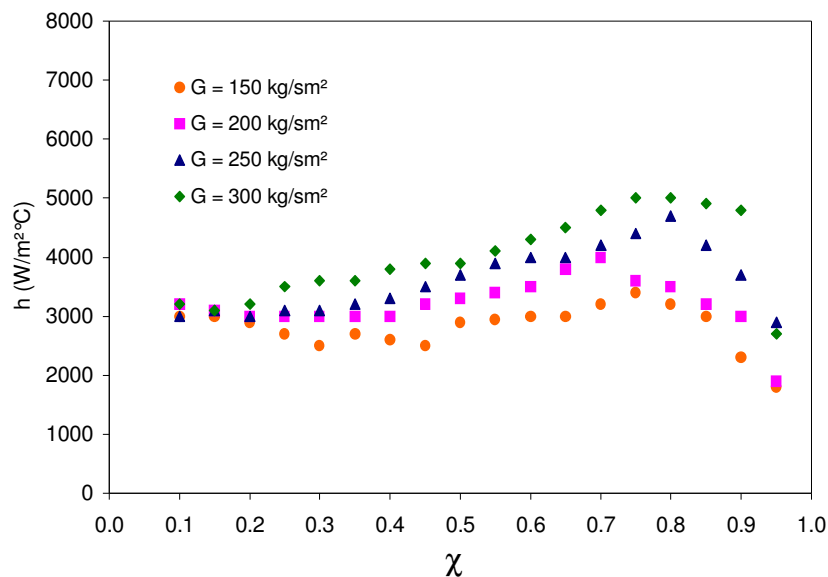


Figura 1. Influência da variação do fluxo de massa sobre o coeficiente de transferência de calor para R22 com q=10kW/m² e T_{sat} = 14°C (Fonte: Lallemand, 2001).

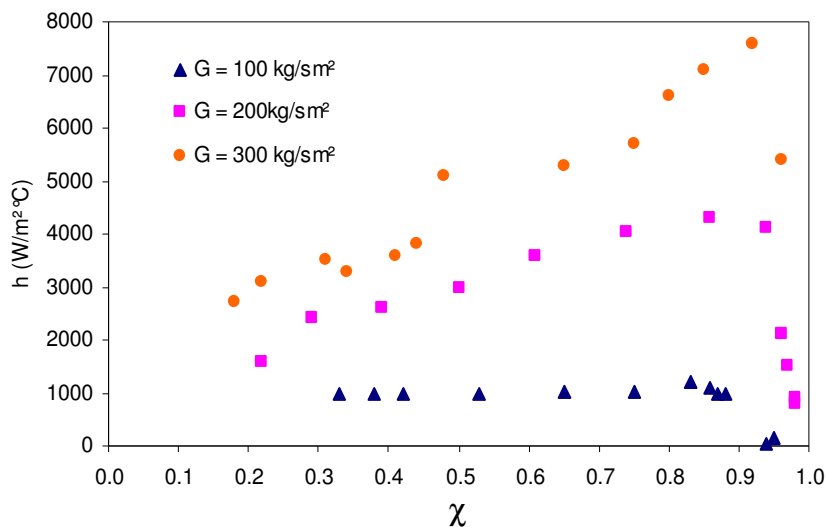


Figura 2. Influência da variação do fluxo de massa sobre o coeficiente de transferência de calor para R134a para $T_{sat}=4,4$ °C (Fonte: Kattan, 1998).

Nas Figuras 1 e 2 se apresenta a variação do h durante a vaporização dos refrigerantes R22 e R134a para diferentes valores do fluxo de massa, G . Para G menor que 200 kg/m²s, se verifica uma fraca dependência do h com o título. Este efeito se observa claramente na Fig. 2 para o R134a, onde os valores de h para $G=100$ kg/m²s são praticamente constantes. Somado a isto, a títulos menores ($\chi < 0,2$), o h praticamente não sofre a influência do fluxo de massa (Fig 1). Estes efeitos podem ser relacionados à estratificação, presente quando o fluxo de massa é reduzido, e à ebulição nucleada. Para títulos entre 0,3 e 0,8, se tem o aumento do h com o aumento do fluxo de massa, correspondendo à transição do tipo de escoamento e ao estabelecimento do padrão anular, onde ocorre a progressiva evaporação da fina camada de líquido na parede do tubo (evaporação convectiva). Quando o título alcança valores superiores a 0,8 se observa, para ambos refrigerantes, um decréscimo do coeficiente de transferência de calor, neste caso associado à região de secagem, onde se tem a transferência de calor do vapor em simples fase e, portanto, o h é significativamente menor que na mudança de fase.

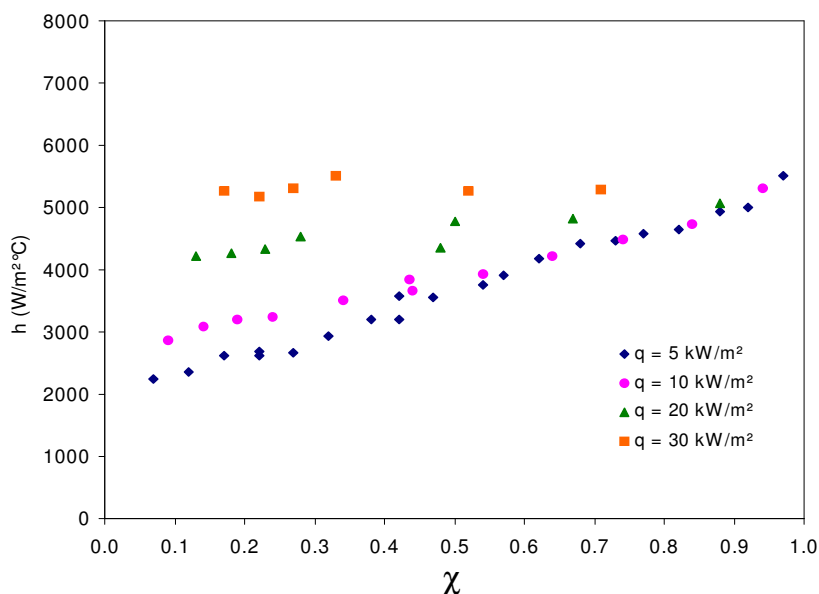


Figura 3. Influência da variação do fluxo de calor sobre o coeficiente de transferência de calor para o R134a com $G=300$ kg/sm² e $T_{sat} = 5$ °C (Fonte: Bandarrra, 1997).

A influência do fluxo de calor, q , sobre o desenvolvimento dos padrões de escoamento e, portanto, da variação do h com a variação do título dos refrigerantes se pode observar na Fig. 3 com relação ao R134a e para um fluxo de massa elevado ($G=300 \text{ kg/sm}^2$). Quando o fluxo de calor é baixo ($q < 10 \text{ kW/m}^2$) este afeta o h sobre toda a faixa de títulos, indicando a influência da ebulição nucleada, mesmo a títulos maiores que 0,3. Com o aumento do fluxo de calor se observa uma maior influência sobre o coeficiente de transferência de calor a títulos reduzidos e conforme o título aumenta as diferentes curvas tendem a colapsar em uma única curva indicando a presença do padrão anular de escoamento. O efeito do fluxo de calor associado a fluxos de massa reduzidos ($G < 200 \text{ kg/sm}^2$), faz com que, embora o coeficiente h aumente com q , ele permanece praticamente constante com o aumento do título, indicando neste caso o efeito importante da estratificação.

A temperatura de saturação indicou ter um efeito menor sobre o coeficiente de transferência de calor dos refrigerantes R22 e R134a, comparado ao efeito do fluxo de massa e fluxo de calor apresentados na Figs. 1,2 e 3.

Diferente dos refrigerantes R22 e R134a, o CO_2 apresenta um comportamento do coeficiente de transferência de calor muito distinto, conforme é mostrado na Fig. 4.

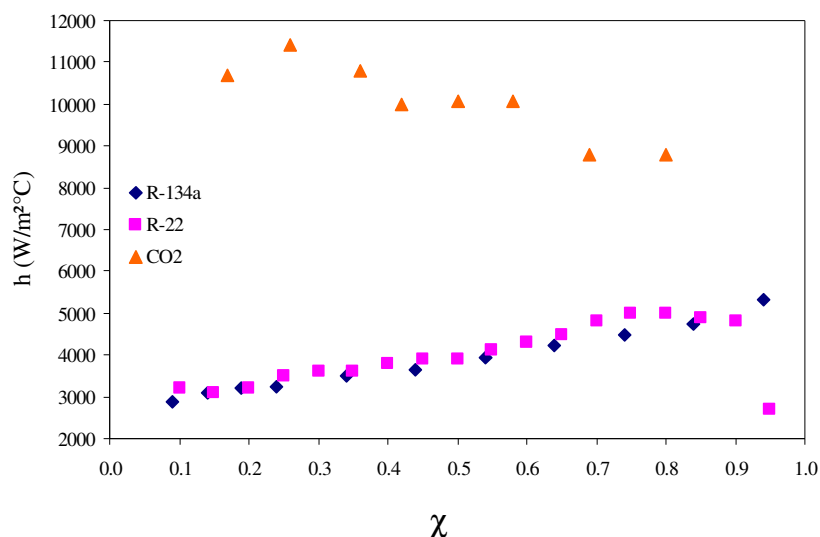


Figura 4. Comparação do desempenho térmico dos refrigerantes R22, R134a e CO_2 para $q=10 \text{ kW/m}^2$, $G=300 \text{ kg/sm}^2$ e $T_{\text{sat}} = 5^\circ\text{C}$ (Fontes: Yun et al., 2003, Bandarara, 1997 e Lallemand, 2001).

Comparando o comportamento do coeficiente de transferência de calor do R22, R134a e CO_2 na Fig. 4, se verifica que os dois primeiros têm um resultado semelhante em relação ao h , com um pequeno incremento deste coeficiente para o R22. No entanto, o CO_2 além de possuir o coeficiente de transferência de calor muito superior em relação aos anteriores, o coeficiente decresce à medida que o título aumenta, embora se mantenha ainda assim superior aos outros dois. Isto se deve, principalmente ao domínio da ebulição nucleada a títulos reduzidos em função das propriedades termofísicas do CO_2 . A sua baixa tensão superficial acelera o crescimento da bolha no filme líquido e a supressão da ebulição nucleada é atrasada para títulos mais altos. Isto torna mais fácil a formação de zonas de secagem durante a vaporização. Para títulos superiores o escoamento anular é instável, o filme líquido de CO_2 é relativamente fino, o qual é alternadamente secado e remolhado. O coeficiente de transferência de calor do CO_2 para toda a faixa de títulos chega a valores em torno de 50% superiores ao R134a. O fluxo de calor, o fluxo de massa e também a temperatura de saturação têm efeito significativo em determinadas etapas do escoamento, como observado por Yun (2003).

Finalmente, na Fig. 5 se apresenta a comparação do comportamento do coeficiente de transferência de calor para escoamento através de tubos liso e microaletado.

Os tubos microaletados aumentam a turbulência do escoamento, incrementando o coeficiente de transferência de calor e, no caso de escoamento em mudança de fase, fazem com que a transição entre os padrões de escoamento possa ser antecipada. Na Figura 5 pode-se observar estes efeitos. Com relação ao aumento na transferência de calor, foi registrado por Lallemand et. al (2001), para o R22, um fator de incremento da ordem de 2,6 do coeficiente de transferência de calor no tubo microaletado em relação ao liso. Já para o R134a, Jabardo et. al (2000) encontraram um fator médio de incremento de 2,95. No entanto, embora os coeficientes de transferência de calor aumentem significativamente com o aumento do fluxo de massa, os fatores de incremento tendem a diminuir. O efeito do fluxo de massa é muito importante, como se pode ver na Fig. 5b referente ao R134a, para um fluxo de massa elevado

($G=500\text{kg/m}^2\text{s}$), o coeficiente de transferência de calor começa a diminuir a títulos em torno 55%, o que indica a presença da secagem já nestas condições.

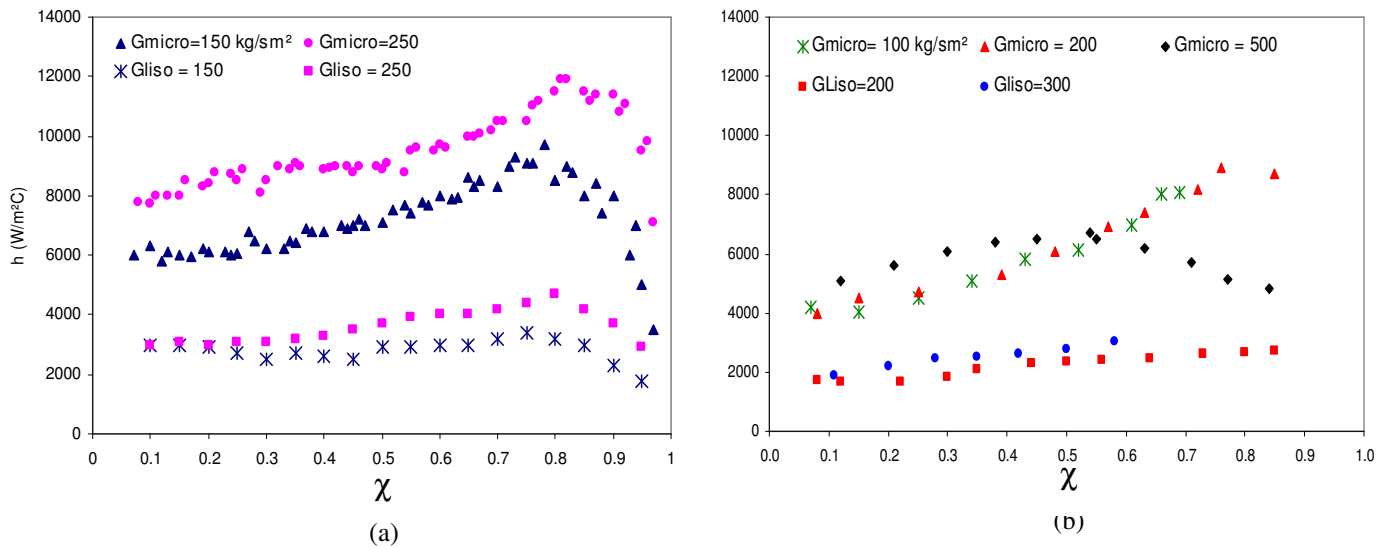


Figura 5. Variação do coeficiente de transferência de calor h para tubos liso e microaletado para a) R22 com $q=10\text{kW/m}^2$ e $T_{\text{sat}} = 14^\circ\text{C}$ (Fonte: Lallemand, 2001) e b) R134a (Fonte: Bandararra, 2002 e Jabardo 2000).

3. Correlações para transferência de calor durante a vaporização de refrigerantes

A análise experimental da vaporização para diferentes refrigerantes é, em geral, onerosa ou mesmo tecnicamente inviável, pois os testes realizados para substituição de refrigerantes exigem muitas vezes a troca de equipamentos do sistema. Assim, através de modelos matemáticos, diversos fluidos refrigerantes e equipamentos podem ser analisados. Deste modo, a simulação contribui com a análise técnica para determinar as melhores condições operacionais, antes de se optar pela troca de um ou outro equipamento, ou do fluido refrigerante.

Há algumas correlações propostas na literatura para o escoamento através de tubos horizontais lisos ajustadas para diversos fluidos em condições operacionais distintas. Estas correlações podem ser divididas em três grupos, que são: correlações baseadas na superposição de efeitos, correlações estritamente convectivas e correlações empíricas baseadas no incremento do coeficiente de transferência de calor na mudança de fase com relação ao coeficiente da simples fase.

As correlações baseadas na superposição de efeitos levam em consideração a possibilidade de ocorrência simultânea dos efeitos convectivos e de ebulição nucleada. Os padrões de escoamento que potencialmente apresentariam as condições físicas para a superposição de efeitos são: bolhas e pistonado e sua transição para o padrão anular. Encontram aplicação para evaporadores com recirculação, onde o mecanismo predominante deve ser o da ebulição nucleada, com possível ocorrência dos efeitos estritamente convectivos nos estágios finais.

As correlações estritamente convectivas assumem a presença somente do padrão de escoamento anular. Este é o padrão que predomina em grande parte dos sistemas frigoríficos, uma vez que, em geral, o título na entrada do evaporador é da ordem de 20%. Estas correlações apresentam grande simplicidade e facilidade de aplicação.

Por último, as correlações empíricas utilizam bases de dados experimentais que contém uma grande quantidade de fluidos e condições operacionais. As equações propostas são função de alguns parâmetros que devem ser ajustados para a boa concordância dos dados experimentais e teóricos.

Para tubos microaletados as contribuições da ebulição nucleada e convectiva sofrem a influência da geometria da microaleta. Como esta apresenta inúmeras possibilidades (diâmetro, altura, ângulo de hélice, etc.), é difícil a generalização e poucas correlações estão disponíveis na literatura. Para o CO_2 não foram encontradas correlações para escoamento em tubos microaletados, provavelmente associado à falta de experimentos com este tipo de tubo, por motivos já citados anteriormente.

3.1. Seleção de modelos de comportamento e *software* para simulação do comportamento térmico de refrigerantes

Está sendo desenvolvido um software em VisualBasic, denominado SimBifasico, para estudar a mudança de fase de refrigerantes na vaporização e na condensação. Neste trabalho utilizamos a rotina de cálculo (SIMVAP), que permite simular a vaporização no interior de tubos horizontais lisos e microaletados para diferentes condições operacionais e geométricas. Desta forma, é possível verificar o comportamento térmico de uma série de fluidos.

Isto se realiza mediante a utilização de modelos. Seleccionamos da literatura modelos dos três tipos descritos anteriormente para tubos lisos, são eles: o modelo de superposição de efeitos de Gungor e Winterton (1986), o modelo convectivo de Bandarra (1998) e os modelos empíricos de Shah (1976) e Kandlikar (1990). Já para tubos microaletados, os modelos escolhidos foram o de Yun et al. (2002), de Kandlikar (1997) e o de Bandarra (2002).

O SIMVAP possui uma interface com o software NIST REFPROP 7.0, mediante a qual é possível calcular as propriedades físicas e termodinâmicas de 39 fluidos refrigerantes, dentre eles os do tipo CFC, HCFC, HFC e suas misturas, além de refrigerantes naturais.

O comportamento térmico dos fluidos é estudado mediante a análise local, ou seja, analisando-se a variação do coeficiente de transferência de calor, h , com a variação do título do refrigerante ao longo do tubo, e mediante análise global, que quantifica o valor do coeficiente médio de transferência de calor.

3.2. Comparação entre resultados experimentais e teóricos

As correlações seleccionadas foram aplicadas às condições dos dados experimentais da Tab. 1. Os resultados obtidos dos ajustes para o R22, R134a e CO₂ podem ser visualizados nas Fig. 6, 7 e 8. Estes resultados se referem a escoamento através de tubos horizontais lisos e sob condições de fluxo de calor de 10kW/m² e fluxo de massa de 300kg/m²s.

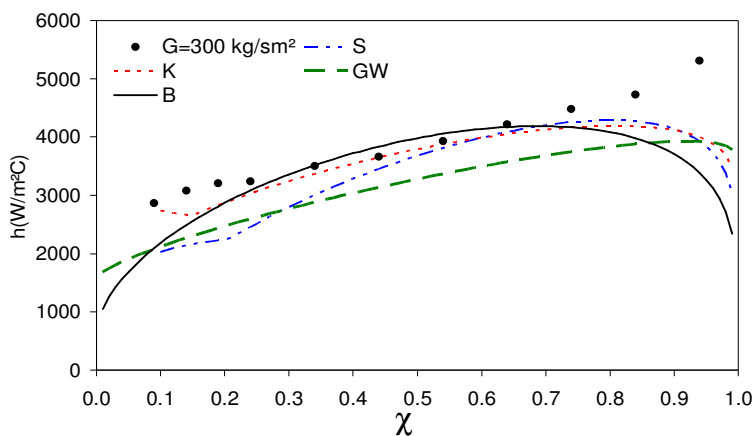


Figura 6. Ajuste dos dados experimentais e teóricos para o R134a, com as correlações de Shah (S), Kandlikar (K), Gungor e Winterton (GW) e Bandarra (B), $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q=10 \text{ kW/m}^2$ e tubos lisos.

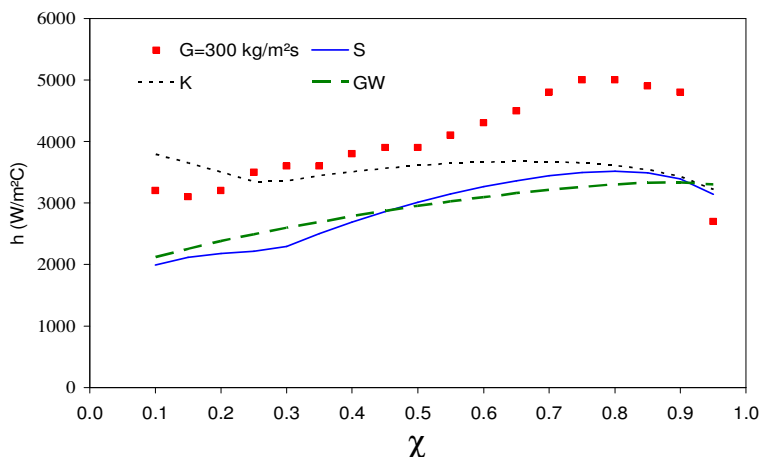


Figura 7. Ajuste dos dados experimentais e teóricos para o R22 com as correlações de Shah (S), Kandlikar (K), Gungor e Winterton (GW) e Bandarra (B), $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q=10 \text{ kW/m}^2$ e tubos lisos.

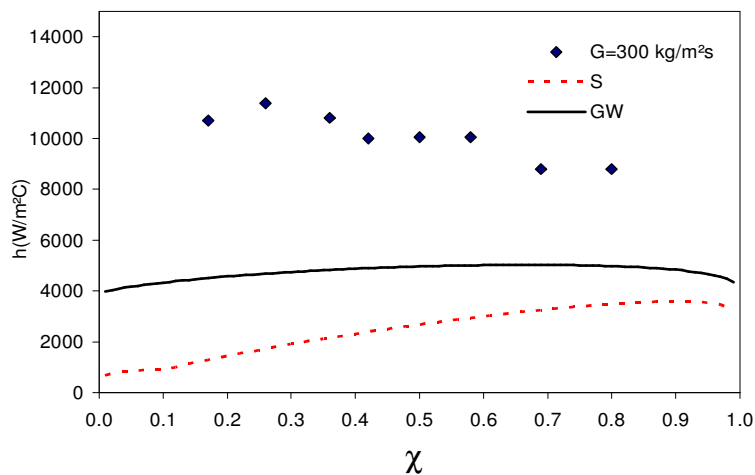


Figura 8. Ajuste dos dados experimentais e teóricos para o CO_2 , com as correlações de Shah (S), Kandlikar (K), Gungor e Winterton (GW) e Bandarra (B), $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q=10 \text{ kW/m}^2$ e tubos lisos.

A análise de erros considerando todo o conjunto de dados para todas as condições operacionais (Tab. 1) foi realizada através de dois indicadores estatísticos: o Erro Médio (EM), o qual indica o desvio médio dos valores calculados (h_{calc}) em relação aos medidos (h_{exp}), como indicado na Eq. 1; e a Raiz do Erro Quadrático Médio (REQM), que indica a variação dos valores calculados com os medidos, isto é, a dispersão da regressão, indicada na Eq. 2.

$$EM = \frac{\sum (h_{\text{exp}} - h_{\text{calc}})}{N} \tag{1}$$

onde h_{exp} é o valor do coeficiente de transferência de calor experimental e h_{calc} o valor do coeficiente calculado pelo modelo e N é o número de pontos medidos considerado.

$$REQM = \sqrt{\frac{\sum (h_{\text{exp}} - h_{\text{calc}})^2}{N}} \tag{2}$$

Estes erros, dados em $\text{W/m}^2\text{K}$, são apresentados para os tubos lisos na Tab. 2 e para os tubos microaletados na Tab. 3, assim como o coeficiente de transferência de calor médio dos resultados experimentais para melhor comparação dos desvios.

Tabela 2. Erros EM e REQM para as correlações para tubos lisos

Fluido	h _{exp} médio (W/m ² K)	EM (W/m ² K)				REQM (W/m ² K)			
		Shah	Kandlikar	Gungor e Winterton	Bandarra	Shah	Kandlikar	Gungor e Winterton	Bandarra
R-134a	3404	-281	-41	-453	-90	665	514	700	815
R-22	4262	-1538	-494	-1362	-1401	1847	1154	1654	1774
CO ₂	8595	-4402	-	-3636	-	4878	-	4213	-

Tabela 3. Erros EM e REQM para as correlações para tubos microaletados

Fluido	h _{exp} médio (W/m ² K)	EM (W/m ² K)			REQM (W/m ² K)		
		Yun	Bandarra	Kandlikar	Yun	Bandarra	Kandlikar
R-134a	5959	-1317	3963	5261	2639	5155	9254
R-22	8550	-5328	3139	-3187	5785	4384	3949

A análise dos resultados apresentados na Tab. 2 mostra que os modelos usados para tubos lisos subestimam o coeficiente de transferência de calor. No entanto, o modelo empírico de Kandlikar apresenta o menor desvio médio com relação aos dados experimentais e a menor dispersão dos dados. Isto se deve a que o modelo possui um parâmetro ajustado para cada tipo de refrigerante. O modelo de Bandarra apresenta um desvio médio baixo. No entanto, apresenta elevada dispersão, pois é um modelo desenvolvido para a região de evaporação convectiva, afastando-se para títulos reduzidos ou muito altos, o que se pode ver na Fig. 6 para o R134a. O modelo de superposição de Gungor e Winterton apresenta uma variação do coeficiente mais constante para toda a faixa de títulos, indicada pela menor dispersão quando comparado ao de Bandarra. Com relação ao CO₂, foram escolhidos os modelos de Shah e de Gungor e Winterton, pois o modelo de Kandlikar não fornece o parâmetro específico para este refrigerante e como se pode ver pela Fig. 8 e os dados da Tab.2 os modelos não se ajustam. Tanto o desvio como a dispersão entre os dados medidos e calculados são significativos.

Com relação aos tubos microaletados, Tab. 3, foram escolhidos três modelos para este tipo de tubo, mas tanto o desvio médio (EM), como a dispersão (REQM) são muito grandes, indicando que os mesmos são deficientes para representar o comportamento do coeficiente de transferência de calor na evaporação neste tipo de tubo. Mesmo o modelo de Yun que é genérico, ou seja, poderia ser utilizado para qualquer tipo de tubo microaletado, não se ajusta. Estes resultados explicam a dificuldade de se encontrar modelos para estes tubos devido às diferentes geometrias disponíveis, que se somam às diferentes condições operacionais, e que portanto modificam os padrões de escoamento durante a mudança de fase.

4. Conclusão

Este trabalho apresentou uma análise dos padrões de escoamento durante a vaporização dos refrigerantes R22, R134a e CO₂ através de tubos horizontais lisos e microaletados. Se verificou a influência das condições operacionais, principalmente do fluxo de calor e do fluxo de massa, sobre a variação do coeficiente de transferência de calor no escoamento através dos tubos. Os maiores efeitos se observam na região de escoamento anular, onde se tem a evaporação convectiva. A passagem do escoamento bifásico para vapor em simples fase, quando a superfície do tubo seca a títulos elevados, também caracteriza um comportamento interessante do coeficiente de transferência de calor, pois o mesmo diminui. Além disso, se verificou o incremento na transferência de calor proporcionado pelos tubos microaletados.

Foi importante também verificar a diferença apresentada pelo CO₂ em relação aos refrigerantes R22 e R134a. Este refrigerante apresenta um comportamento no escoamento em mudança de fase distinto dos convencionais, pois o coeficiente de transferência de calor é muito superior aos demais refrigerantes e ao mesmo tempo ele diminui ao longo do escoamento, provavelmente devido a uma evaporação com secagem parcial da superfície a títulos reduzidos. Isto pode significar vantagens deste refrigerante para as aplicações de refrigeração.

Por outro lado, buscou-se modelos matemáticos para representar o comportamento do coeficiente de transferência de calor no escoamento e verificou-se o ajuste dos mesmos aos dados experimentais. Os modelos em geral podem se ajustar melhor a determinadas faixas de escoamento, principalmente na evaporação convectiva, talvez em função da maior aplicabilidade desta região. Mais difícil é obter um modelo que se ajuste a todos os refrigerantes, às condições operacionais e às condições geométricas de toda a faixa de vaporização, principalmente, quando se trata de

tubos microaletados em que se tem muita diversificação nas características geométricas. Neste sentido, maior atenção poderia ser dada à vaporização do CO₂, e modelamento do seu comportamento para auxiliar no projeto de equipamentos.

5. Referências

- Bandarra, E.P., 1997, “Estudo da transferência de calor em ebulição convectiva de refrigerantes halogenados em tubos horizontais”, Tese de Mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos – USP, SP, 141p.
- Bandarra, E.P., 1998, “Proposta de uma nova correlação para a avaliação do coeficiente de transferência de calor bifásico em tubos horizontais”, Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul-Mercofrio98, Porto Alegre-RS.
- Bandarra, E.P., 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 – USP, SP, 258p.
- Brown, J.S., Motta-Yana, S.F., Domanski, P.A., 2002, “Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134_a”, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp. 19-32.
- Chamra, L.M., Webb, R.L., 1996, “Advanced micro-fin tubes for evaporation”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, pp. 1827-1838.
- Collier, J.G., Thome, J.R., 1996, “Convective Boiling and Condensation”, Oxford Science Publications, 3rd edition, New York.
- CONAMA, Conselho Nacional do Meio Ambiente, 2000, Resolução no. 267. Ministério do Meio Ambiente.
- Domanski, P.A., 1998, “Refrigerants for the 21st century”, Journal of Research of the NIST, Vol.103(5), pp. 1-5.
- Gungor, K.E., Winterton, R.H.S., 1986, “A general correlation for flow boiling in tubes and annuli”, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 29(3), pp.351-358.
- Jabardo, J.M.S., Bandarra, 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.
- Kandlikar, S.G., 1990, “A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes”, International Journal of Heat Transfer, Vol. 112, pp.219-228.
- Kandlikar, S.G., Raykoff, T., 1997, “Predictiong flow boiling heat transfer of refrigerants in microfin tubes”, Enhanced Heat Transfer, Vol.4, pp.257-268.
- Kattan, N., Thome, J.R., Favrat, D., 1998, “Flow boiling in horizontal tubes: Part 2 – New heat transfer data for five refrigerants”, Journal of Heat Transfer, Vol. 120, pp.148-155.
- Kuo, C.S., Wang, C.C., 1996, “In-tube evaporation of HCFC-22 in a 9,52 mm micro-fin/smooth tube”, International Journal of Heat and Mass Transfer”, Vol.39(12), pp.2559-2569.
- Lallemand, M., Branescu, C., Haberschill, P., 2001, “Local heat transfer coefficients during boiling of R22 and R407C in horizontal smooth and microfin tubes”, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp.57-72.
- Lorentzen, G., 1995, “The use o natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament”, International Journal of Refrigeration, Vol. 18, pp.190-197.
- Nekså, P., 2002, “CO₂ heat pump systems”, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp.421-427.
- Petterson, J., Hafner, A., Skaugen, G., 1998, “Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems”, International Journal of Refrigeration, Vol.21, No. 3, pp.180-193.
- Shah, M.M., 1976, “New correlation of heat transfer during boiling flow through pipes”, ASHRAE Transactions, Vol.82, Part II, pp.66-86.
- Seo, K., Kim, Y., 2000, “Evaporation heat transfer and pressure drop of R22 in 7 and 9,52 mm smooth/micro-fin tubes”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.43, pp.2869-2882.
- Thome, J.R., 1996, “Boiling of new refrigerants: a state-of-art review”, International Journal of Refrigeration, Vol.19, pp.435-457.
- UNEP, 2002, The Montreal Protocol control schedule and its evolution. UNEP DTIE OzonAction Programme.
- Yun, R., Kim, Y., Kim, M.S., Choi, Y., 2003, “Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO₂ in a horizontal smooth tube”, Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 2353-2361.
- Yun, R., Kim, Y., Seo, K.; Kim, H. Y., 2002, “A generalized correlation for evaporation heat transfer of refrigerants in micro-fin tubes”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, p.2003-2010.

ANALYSIS OF REFRIGERANT EVAPORATION IN SMOOTH AND MICROFINNED TUBES

Jacqueline Biancon Copetti
Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS
Ciências Exatas e Tecnológicas – Engenharia Mecânica
Av. Unisinos, 950 – São Leopoldo - RS
copetti@euler.unisinos.br

Daiana de Souza
dsouza@euler.unisinos.br

Mario Henrique Macagnan
mhmac@euler.unisinos.br

Rejane De Césaró Oliveski
dcesaro@euler.unisinos.br

Abstract

The purpose of this work is to investigate the refrigerant in tube evaporation for some typical refrigeration conditions. After the CFCs phase out along with the schedule phase out of the HCFCs it is necessary to study the thermal behavior of others refrigerant during phase change. Using published experimental database the heat transfer coefficients were analyzed and compared. The flowing pattern characterization of three refrigerant: R22, R134a and CO₂, was carried out. It was possible to verify how these patterns are modified with changes in quality to different saturation temperatures in smooth and microfinned tubes. Also it was studied the influence of mass flux and heat flux in the heat transfer coefficient for different patterns and microfin geometry. A revision of heat transfer coefficients correlations for smooth and microfinned tubes was undertaken, altogether with comparison with experimental results. To do so, was developed a Windows based software (Visual Basic) and a NIST REFPROP interface for thermophysical properties calculations. To smooth tubes is possible to find correlations that show good agreement for R134a and R22. However, for CO₂ this does not happen. To microfinned tubes, the number of available correlations is lower and the generalization is a very hard task because the different fins geometries.

Keywords: evaporation, refrigerants, smooth and microfinned tubes, heat transfer correlations