

ESTUDO DO ENCURVAMENTO EM TUBOS CAPILARES DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Fernando Martins Pedro

fmpedro@gmail.com

Resumo. O projeto em questão consiste no estudo dos efeitos do encurvamento de tubos capilares nas características de um sistema de refrigeração. A partir de modelos matemáticos encontrados na literatura e de suas respectivas implementações, deseja-se verificar a validade dos resultados obtidos com um modelo computacional do programa EES variando-se parâmetros tais como dimensões e propriedades do fluido de teste. No atual texto são apresentados levantamentos bibliográficos relativos a: função dos tubos capilares; modelos matemáticos adotados para a representação de tubos capilares; resultados empíricos realizados em tubos capilares encurvados com diferentes fluidos refrigerantes, geometrias e condições de teste. Em seguida são apresentados os resultados obtidos a partir da rotina computacional desenvolvida e é confirmada a aplicabilidade do modelo, tendo-se em conta os limites de utilização.

Palavras chave: tubos capilares, dispositivo de expansão, refrigeração, encurvamento.

1. Introdução

O desenvolvimento de pesquisas relacionadas ao uso de alternativas para o fluido refrigerante HCFC 22, o qual é gradativamente eliminado conforme exigiu o Protocolo de Montreal de 1987, é cada vez maior. Tal protocolo visava a eliminação de compostos halogenados ligados à redução da camada de ozônio estratosférica, tal qual o refrigerante em questão (Fiorelli, 2000).

As principais alternativas buscadas para a substituição do fluido referem-se à utilização de misturas de fluidos refrigerantes zeotrópicas, como o R-407C, quase azeotrópicas, tal qual o R-410A, ou substâncias puras, como o HFC 134a (Fiorelli, 2000).

Em pequenos sistemas de refrigeração e na refrigeração doméstica (capacidades de refrigeração menores que 10 kW), ou seja, os aparelhos de ar-condicionado comumente utilizados em residências e escritórios, os tubos capilares desempenham um importante papel. Estes configuram a principal alternativa para a realização da expansão do fluido refrigerante no ciclo, pois apresentam baixo custo, baixo torque de partida e pouca manutenção. Além disso, quando os tubos se apresentam encurvados, possuem a vantagem de ocupar um espaço reduzido, característica essencial para o tipo de equipamento citado (Chingulpitak & Wongwises, 2010).

No âmbito de se obterem melhores índices de desempenho dos tubos capilares, faz-se necessário um estudo aprofundado sobre os efeitos do encurvamento dos mesmos nas características do escoamento. No entanto, a maior parte dos estudos já realizados com o dispositivo de expansão em questão foi feita com tubos retilíneos.

Dessa maneira, o objetivo principal do presente trabalho é a análise dos efeitos do encurvamento de tubos capilares sobre o seu desempenho quando atuando com os diversos fluidos refrigerantes alternativos ao HCFC 22, fornecendo assim condições para a otimização de suas geometrias. Para tanto, foram levantados modelos matemáticos da bibliografia para serem adaptados às rotinas computacionais já desenvolvidas no trabalho de Fiorelli (2000), fornecendo assim uma ferramenta prática para posteriores testes e análises de novos fluidos e geometrias.

2. Os tubos capilares

Ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o principal ciclo termodinâmico dos sistemas de refrigeração utilizados atualmente. Esse ciclo, comumente modelado como ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor, é composto por cinco etapas (figura 1): de 1 para 2, compressão adiabática reversível; de 2 para 2', rejeição de calor à pressão constante; de 2' para 3, rejeição de calor isotermicamente (condensação); de 3 para 4, expansão isoentálpica; de 4 para 1, adição de calor isotermicamente (evaporação).

O dispositivo de expansão é o elemento que cumpre a etapa de 3 para 4. Este possui duas finalidades: reduzir a pressão do refrigerante líquido e regular a vazão que entra no evaporador (Stoecker & Jones, 1985). Tal tarefa somente é possível devido à chamada "perda de carga", que ocorre quando surgem as tensões de cisalhamento entre as camadas do escoamento devidas à rugosidade da parede do tubo.

Além dos tubos capilares, pode-se ainda utilizar como dispositivos de expansão válvulas de expansão termostáticas, válvulas de boia, ou ainda, válvulas de expansão de pressão constante. No entanto, os tubos capilares, objetos de estudo do presente trabalho, possuem vantagens com relação à sua simplicidade, ausência de partes móveis e preço reduzido, de modo que são utilizados em todos os sistemas frigoríficos pequenos, com capacidades da ordem de 10 kW (Stoecker & Jones, 1985). Por conta da busca pela minimização de espaço, os tubos capilares são comumente dispostos na forma helicoidal (Figura 2).

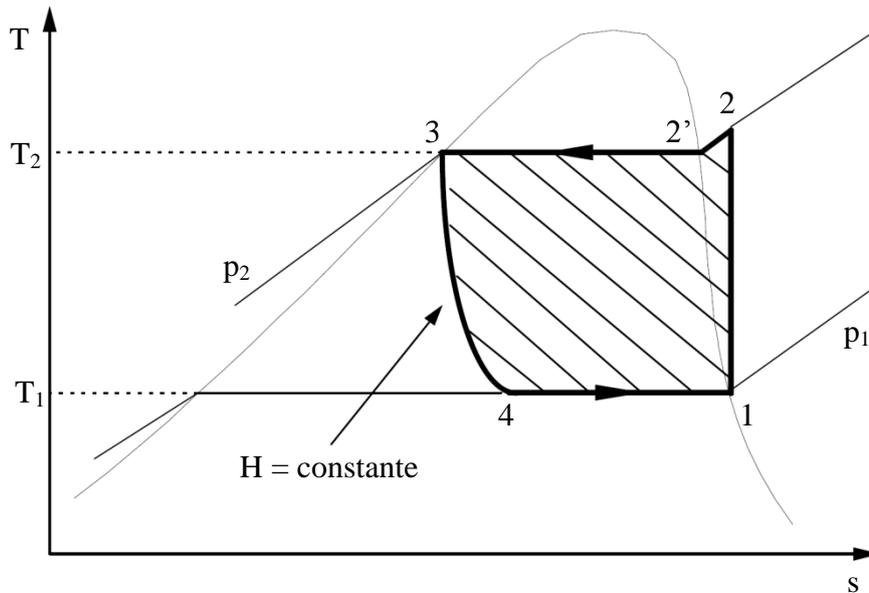


Figura 1. Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor (Hernandez Neto et al., 2009)



Figura 2. Tubo capilar helicoidal (Zhou & Zhang, 2010)

No entanto, tal prática diminui a validade da maioria dos modelos matemáticos adotados que, em geral, são desenvolvidos a partir da hipótese de tubo capilar retilíneo. Acredita-se que o formato dos tubos pode afetar consideravelmente a vazão mássica no ciclo de refrigeração. Existe um aumento na queda de pressão de um tubo capilar devido à formação de um escoamento secundário gerado pela força centrífuga (Ito, 1959).

3. Modelagem matemática

Para a modelagem do escoamento por tubos capilares helicoidais, Chingulpitak e Wongwises (2010) desenvolveram conforme item 3.1. Já para a modelagem do escoamento de mistura de fluidos, Fiorelli (2000) desenvolveu conforme o item 3.2:

3.1. Modelagem do escoamento em tubos capilares encurvados

Como hipóteses, adotaram-se: diâmetro de encurvamento do tubo constante ao longo do eixo principal; diâmetro interno e rugosidade da superfície constantes ao longo do tubo; escoamento bifásico adiabático e homogêneo; região de líquido não-metaestável; escoamento unidimensional em regime permanente; equilíbrio termodinâmico através do tubo.

Dessa forma, o equacionamento pode ser dividido em duas etapas: região monofásica e região bifásica (figura 3).

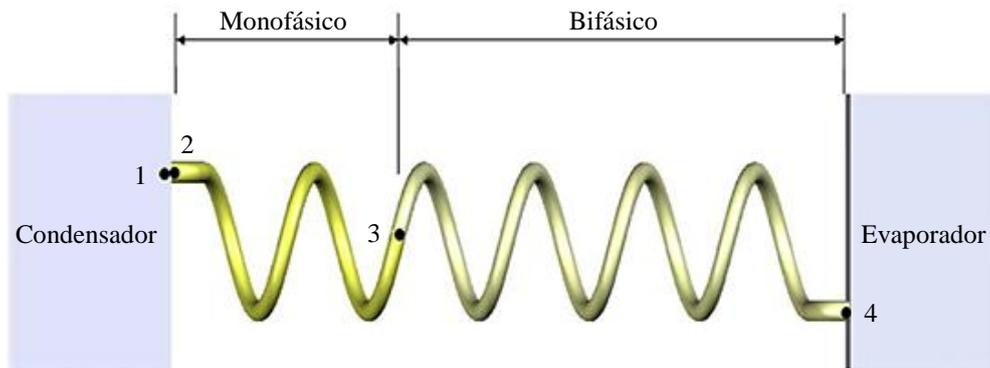


Figura 3. Diagrama esquemático do tubo capilar helicoidal (Adaptado de Chingulpitak & Wongwises, 2010)

Para a primeira região, (1 para 3 da figura 3), o modelo possui solução algébrica (assumido escoamento incompressível e adiabático).

Primeiro, pode-se determinar a queda de pressão na entrada do tubo capilar, entre os pontos 1 e 2 (vide figura 3) devida à súbita contração¹:

$$P_1 - P_2 = k \frac{\rho V^2}{2} \quad (1)$$

Onde P_1 é a pressão no ponto 1 (kPa), P_2 é a pressão no ponto 2 (kPa), k é o coeficiente de perda na entrada (para perfil quadrado, $k=0,5$), ρ é a massa específica da mistura entre os pontos 1 e 2 (kg/m^3), V é a velocidade média de entrada do fluido no tubo (m/s).

Em seguida, escreve-se a equação da energia do escoamento em regime permanente entre os pontos 2 e 3 (vide figura 3):

$$\frac{P_2}{\rho_2 g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 = \frac{P_3}{\rho_3 g} + \frac{V_3^2}{2g} + z_3 + H_{perda} \quad (2)$$

Onde ρ_2 é a massa específica da mistura no ponto 2 (kg/m^3), ρ_3 é a massa específica da mistura no ponto 3 (kg/m^3), V_2 é a velocidade média do escoamento no ponto 2 (m/s), V_3 é a velocidade média do escoamento no ponto 3 (m/s), z_2 é a cota do escoamento no ponto 2 (m), z_3 é a cota do escoamento no ponto 3 (m), g é a aceleração da gravidade local (m/s^2), H_{perda} é a perda de carga no trecho de escoamento monofásico devido ao atrito (m).

A perda de carga, por sua vez, é determinada por:

$$H_{perda} = f_{mf} \frac{L_{mf} V_{mf}^2}{d_i 2g} \quad (3)$$

Onde f_{mf} é o fator de atrito para o trecho monofásico, L_{mf} é o comprimento do tubo onde há escoamento monofásico (m), d_i é o diâmetro interno do tubo (m), V_{mf} é a velocidade média do escoamento no trecho monofásico (m/s).

Para um escoamento incompressível, tem-se que $\rho_2 = \rho_3 = \rho_{mf}$, de modo que:

$$\dot{m} = \rho_2 V_2 A = \rho_3 V_3 A = \rho_{mf} V_{mf} A \quad (4)$$

Onde \dot{m} é o fluxo mássico do escoamento (kg/s), $A = (\pi d_i^2)/4$ é a área da seção transversal ao escoamento (m^2). Rearranjando-se as equações anteriores, segue:

$$P_2 = P_3 + \rho_{mf} g (z_3 - z_2) + \left(\frac{f_{mf} L_{mf}}{d_i} \right) \left(\frac{\rho_{mf} V_{mf}^2}{2} \right) \quad (5)$$

Por fim, assumindo-se pequenas variações de cota ($z_2 = z_3$), obtém-se²:

$$L_{mf} = \left(\frac{d_i}{f_{mf}} \right) \left[k - 2 \frac{(P_1 - P_3)}{\rho_{mf} V_{mf}^2} \right] \quad (6)$$

¹ No texto original, a expressão encontra-se diferente da aqui apresentada (possui uma aceleração da gravidade dividindo o termo à direita da equação), mas acredita-se que houve um erro de digitação, e portanto, alterou-se a mesma.

² No texto original, a expressão encontra-se diferente da aqui apresentada, mas acredita-se que houve um equívoco quando da digitação, portanto, alterou-se a mesma.

Encontra-se: $L_{mf} = \frac{d_i}{f_{mf}} \left[\frac{2}{\rho V_{mf}^2} (P_1 - P_3) - (k - 1) \right]$

Sendo o coeficiente de atrito calculado a partir de 26 possíveis modelos (cf. Chingulpitak & Wongwises, 2010). Neste trabalho, o coeficiente de atrito é calculado a partir da correlação de Mori e Nakayama (1967) apud Chingulpitak e Wongwises (2010), descrita a seguir:

$$f = \left(\frac{C_1 \left(\frac{d_i}{D_C} \right)^{0,5}}{\left(\text{Re} \left(\frac{d_i}{D_C} \right)^{2,5} \right)^{\frac{1}{6}}} \right) \left(1 + \frac{C_2}{\left(\text{Re} \left(\frac{d_i}{D_C} \right)^{2,5} \right)^{\frac{1}{6}}} \right) \quad (7)$$

$$C_1 = 1,88411177 \cdot 10^{-1} + 85,2472168 \left(\frac{\varepsilon}{d_i} \right) - 4,63030629 \cdot 10^4 \left(\frac{\varepsilon}{d_i} \right)^2 + 1,31570014 \cdot 10^7 \left(\frac{\varepsilon}{d_i} \right)^3$$

$$C_2 = 6,79778633 \cdot 10^{-2} + 25,3880380 \left(\frac{\varepsilon}{d_i} \right) - 1,06133140 \cdot 10^4 \left(\frac{\varepsilon}{d_i} \right)^2 + 2,54555343 \cdot 10^6 \left(\frac{\varepsilon}{d_i} \right)^3$$

Onde f é o fator de atrito, d_i é o diâmetro interno do tubo (m), D_C é o diâmetro de encurvamento do tubo (m), Re é o número de Reynolds, (ε/d_i) é a rugosidade relativa interna do tubo.

Para o trecho de escoamento bifásico, Chingulpitak e Wongwises (2010) propõem que a modelagem seja feita dividindo-se o tubo em um determinado número de elementos, de maneira a se obter o equacionamento diferencial.

Dessa forma, a conservação da massa é obtida por:

$$\dot{m} = \frac{AV_{bf_i}}{v_{bf_i}} = \frac{AV_{bf_{i+1}}}{v_{bf_{i+1}}} \quad (8)$$

Onde V_{bf_i} é a velocidade média do escoamento no trecho bifásico num ponto i (m/s), v_{bf_i} é o volume específico da mistura no trecho bifásico num ponto i (m^3/kg), $V_{bf_{i+1}}$ é a velocidade média do escoamento no trecho bifásico num ponto $i+1$ (m/s), $v_{bf_{i+1}}$ é o volume específico da mistura no trecho bifásico num ponto $i+1$ (m^3/kg), $i+1$ representa o ponto do escoamento distante dL do ponto i .

Assumindo-se pequenas variações de cota, a conservação da energia em condições de escoamento adiabático em regime permanente sem a realização de trabalho externo fica:

$$\left(h_{bf_i} + \frac{v_{bf_i}^2}{2} \right) = \left(h_{bf_{i+1}} + \frac{v_{bf_{i+1}}^2}{2} \right) = \left(h_{bf} + \frac{v_{bf}^2}{2} \right) = cte \quad (9)$$

Onde h_{bf_i} é a entalpia específica da mistura no trecho bifásico num ponto i (kJ/kg), $h_{bf_{i+1}}$ é a entalpia específica da mistura no trecho bifásico num ponto $i+1$ (kJ/kg).

Na região bifásica (de saturação líquido-vapor), tem-se:

$$h_i = h_{l_i}(1 - x_i) + h_{v_i}x_i \quad (10)$$

$$v_i = v_{l_i}(1 - x_i) + v_{v_i}x_i \quad (11)$$

Onde x é o título, os índices l e v referem-se à saturação de, respectivamente, líquido e vapor.

Aplicando o balanço de energia entre o ponto 3 (vide figura 3) e outro ponto qualquer do escoamento bifásico, obtém-se:

$$h_3 + \frac{v_3^2}{2} = h_l + x(h_v - h_l) + \frac{Q^2}{2} [v_l(1 - x) + v_v x]^2 \quad (12)$$

$$\left[(v_v - v_l)^2 \frac{Q^2}{2} \right] x^2 + [Q^2 v_l (v_v - v_l) + (h_v - h_l)] x + \left[\frac{Q^2 v_l^2}{2} - h_3 - \frac{v_3^2}{2} + h_l \right] = 0 \quad (13)$$

Onde $Q=V/v$ é a vazão volumétrica do escoamento (m^3/s).

A conservação da quantidade de movimento para um trecho de tubo de comprimento dL , por sua vez, fornece (sendo feita uma expansão em Série de Taylor de primeira ordem):

$$P \frac{\pi d_i^2}{4} - (P + dP) \frac{\pi d_i^2}{4} - \tau_p d_i \pi dL = \dot{m} dV \quad (14)$$

Onde $\tau_p = (f_{bf} \rho V^2)/8$ é a tensão cisalhante ($\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$), f_{bf} é o fator de atrito para o trecho bifásico.

Rearranjando, e fazendo:

$$-\frac{dV}{V} = \frac{d\rho}{\rho} \quad (15)$$

Obtém-se³:

$$dL = 2 \frac{d_i}{f_{bf}} \left[\left(\frac{dP}{\rho_{bf} V_{bf}^2} \right) - \frac{d\rho}{\rho_{bf}} \right] \quad (16)$$

Sendo o coeficiente de atrito, novamente, calculado a partir de 26 possíveis modelos (cf. Chingulpitak e Wongwises, 2010). Neste trabalho, o coeficiente de atrito é calculado a partir da correlação de Mori e Nakayama (1967) apud Chingulpitak e Wongwises (2010), Eq. (7).

3.2. Modelagem de escoamento para mistura

O trabalho de Fiorelli (2000) apresenta o desenvolvimento da modelagem matemática para o escoamento de misturas de fluidos refrigerantes ao longo de tubos capilares retilíneos, ou seja, aplicável a fluidos como o R-407C e o R-410A. Esta modelagem diferencia-se da desenvolvida por Chingulpitak e Wongwises (2010) à medida que considera a existência de mais de um tipo de substância para o cálculo da perda de carga localizada na entrada e à medida que determina um modelo para o cálculo da viscosidade bifásica da mistura, necessária para a obtenção do número de Reynolds e do fator de atrito.

Para a perda de carga localizada na entrada devida à contração, tem-se (Collier e Thome, 1996, apud Fiorelli, 2000):

$$P_{cd} - P_1 = \frac{G^2 v_l}{2} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{\sigma_{cd}^2} \right) \right] \left(1 + x \frac{v_v - v_l}{v_l} \right) \quad (17)$$

Onde P_{cd} é a pressão no condensador (kPa), P_1 é a pressão no ponto 1 (kPa), G é o fluxo mássico por unidade de área ($\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$), v_l é o volume específico do líquido (m^3/kg), v_v é o volume específico do vapor (m^3/kg), $\sigma_{cd} = A_{cd}/A_i$ é a relação de áreas de seção do condensador e do tubo capilar, x é o título, $C_c = f(\sigma_{cd})$ é um coeficiente de contração.

Já para a viscosidade bifásica, o modelo utilizado é a correlação de Duckler et al. (1964) apud Fiorelli (2000):

$$\begin{aligned} \mu &= \mu_l (1 - \alpha) + \mu_v \alpha \\ \alpha &= \frac{x v_v}{x v_v + (1-x) v_l} \end{aligned} \quad (18)$$

Onde α é a fração de vazio, μ_l é a viscosidade do líquido, μ_v é a viscosidade do vapor.

4. Dados experimentais da literatura

A fim de se comparar os valores calculados utilizando-se os modelos levantados por este trabalho, e a rotina computacional aplicada ao programa Engineering Equation Solver (EES), levantaram-se dados de testes experimentais da bibliografia. Tais dados estão dispostos na tabelas 1 a seguir:

5. Implementação do modelo

Com base no modelo matemático desenvolvido por Chingulpitak e Wongwises (2010) para o escoamento em tubos capilares curvilíneos e apresentado anteriormente (Eq. 6 e Eq. 16), pode-se criar uma rotina computacional para a realização dos cálculos envolvidos.

Utilizando-se o programa de computador Engineering Equations Solver – EES (EES, 1997) e lançando mão das propriedades termodinâmicas e de transporte calculadas por rotinas da base de dados REFPROP versão 5.0, desenvolvida pelo NIST (NIST, 1996), torna-se possível a implementação do modelo. Baseou-se no programa criado no trabalho realizado por Fiorelli (2000).

Para que fosse possível a comparação do presente modelo com os dados experimentais de Kim et al. (2002), assumiram-se as seguintes hipóteses adicionais: escoamento encontra-se bloqueado na seção de descarga, o que é válido na grande maioria dos escoamentos de fluidos refrigerantes em tubos capilares; diâmetro do condensador foi considerado como sendo $D_{cd} = 10$ mm (valor típico), a fim de se determinar a perda de carga localizada na entrada do tubo capilar; os efeitos sobre o escoamento das propriedades termodinâmicas no evaporador são desprezados.

³ No texto original, a expressão encontra-se diferente da aqui apresentada, mas acredita-se que houve um equívoco quando da digitação, portanto, alterou-se a mesma.

$$\text{Encontra-se: } dL = \frac{2d_i}{f_{bf}} \left(\frac{-\rho_{bf} dP}{\rho_{bf} V_{bf}^2} + \frac{d\rho}{\rho_{bf}} \right)$$

Tabela 1. Dados adaptados de Kim et al. (2002) apud García-Valladares (2006). Condições de teste: $d_i=1,5\text{mm}$, $T_{cd}=45^\circ\text{C}$, $L=1\text{ m}$, $(\varepsilon/d_i)=6.10^{-5}$

Fluido	P_{cd} (bar)	Grau de subresfriamento ($^\circ\text{C}$)	Dencurvamento (mm)	\dot{m} (kg/h)
R22	17,2923	1,5	200	50,7
		5	200	55,0
		10	200	61,8
		1,5	120	49,1
		5	120	53,7
		10	120	60,3
		1,5	40	47,6
		5	40	52,2
R407C 23% de R32 25% de R125 52% de R134a (em massa)	19,7234	1,5	200	50,9
		5	200	56,3
		10	200	63,3
		1,5	120	48,9
		5	120	53,5
		10	120	61,1
		1,5	40	47,8
		5	40	53,1
R410A 50% de R32 50% de R125 (em massa)	27,3354	1,5	200	62,4
		5	200	68,3
		10	200	76,7
		1,5	120	59,6
		5	120	66,8
		10	120	75,4
		1,5	40	57,5
		5	40	62,0
		10	40	72,0

6. Resultados principais

Com base no modelo computacional criado para o modelo matemático apresentado realizaram-se simulações para os fluidos R-22, R-407C e R-410A nas seguintes condições de teste: $d_i=1,5\text{ mm}$ (diâmetro interno do tubo), $T_{cd}=45^\circ\text{C}$ (temperatura do fluido no condensador), $L=1\text{ m}$ (comprimento total do tubo), $D_{cd}=10\text{ mm}$ (diâmetro do condensador), $\varepsilon/d_i=0,00006$ (rugosidade interna relativa do tubo).

Foram variados os valores para D_C (diâmetro de encurvamento), ΔT_{sub} (grau de subresfriamento) e os refrigerantes utilizados. Para fins de comparação com os valores medidos da tabela 2, plotaram-se os gráficos da variação da vazão mássica em função do grau de subresfriamento. Tais gráficos encontram-se na figura 4.

Da figura 4, observa-se que os dados calculados encontram-se próximos àqueles apresentados pela literatura a partir de levantamentos empíricos (erro $< 8,7\%$).

Também foram desenhados os gráficos com D_C tendendo ao infinito (tubo retilíneo), conforme figura 5.

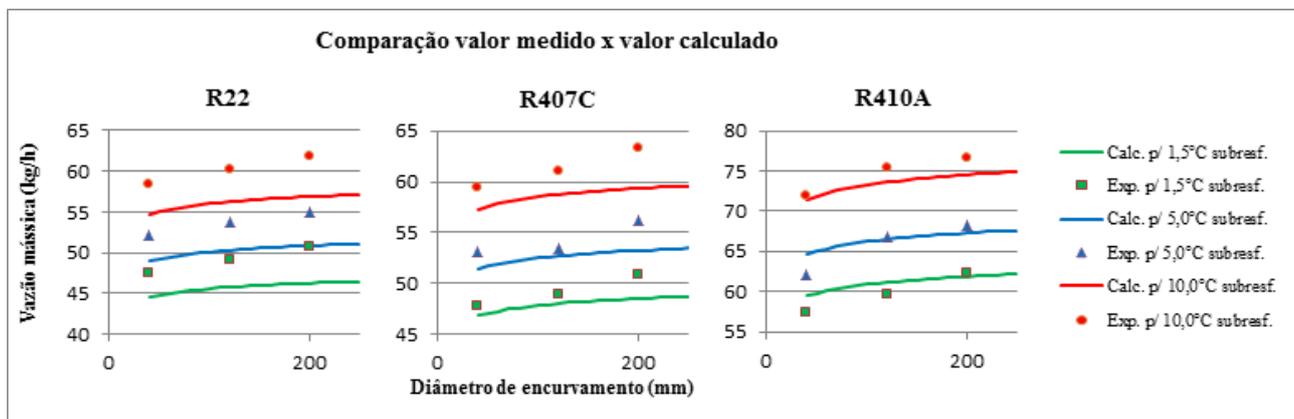


Figura 4. Variação da vazão mássica em função do diâmetro de encurvamento e do grau de subresfriamento para R22 (erro $< 8,7\%$), R407C (erro $< 6,2\%$) e R410A (erro $< 2,8\%$)

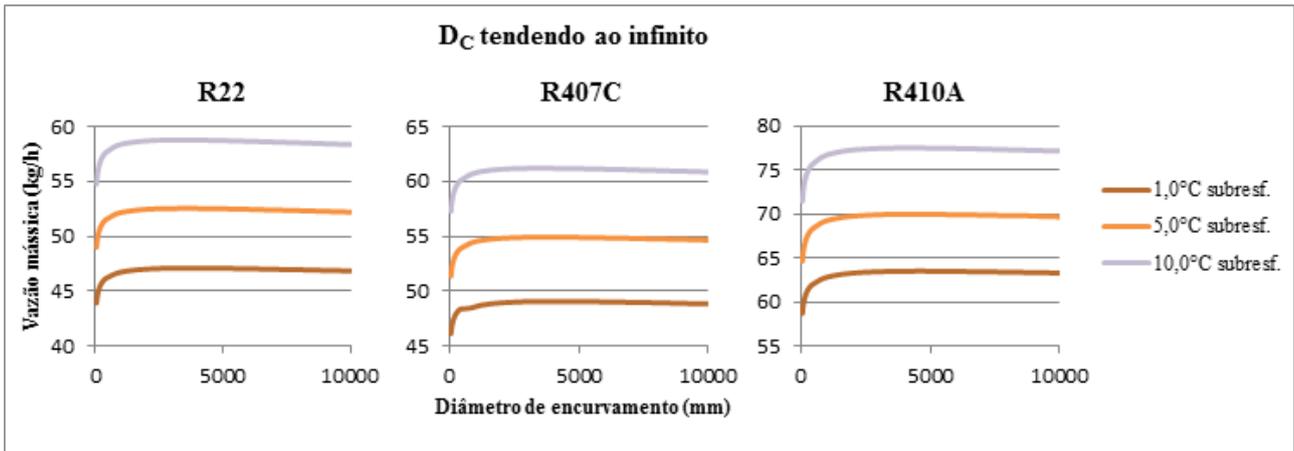


Figura 5. Comportamento de R22, R407C e R410A com D_C tendendo ao infinito

Da figura 5, observa-se que ocorre uma leve queda de vazão a partir de diâmetros de encurvamento de 3 metros. Isto é resultado de erros numéricos ocorridos quando se realizam simulações com grande distância entre o algarismo mais significativo e o menos significativo e, portanto, deve ser desconsiderado.

A figura 6 mostra o perfil de temperaturas calculado a partir do programa para R22 e diâmetros de encurvamento de 20 e 380 mm. Para isso, foram fixadas as condições $d_i=1,5$ mm (diâmetro interno do tubo), $T_{cd}=45^\circ\text{C}$ (temperatura do fluido no condensador), $L=1$ m (comprimento total do tubo), $D_{cd}=10$ mm (diâmetro do condensador), $\varepsilon/d_i=0,00006$ (rugosidade interna relativa do tubo), $\Delta T_{sub}=5,0^\circ\text{C}$ (grau de subresfriamento).

Os resultados apresentados por outros fluidos e outros diâmetros de encurvamento foram semelhantes. Observa-se que quanto maior o diâmetro de encurvamento, maiores são as temperaturas no trecho bifásico, facilmente distinguível do trecho monofásico devido à inflexão da curva em torno de $D_C=0,4$ m.

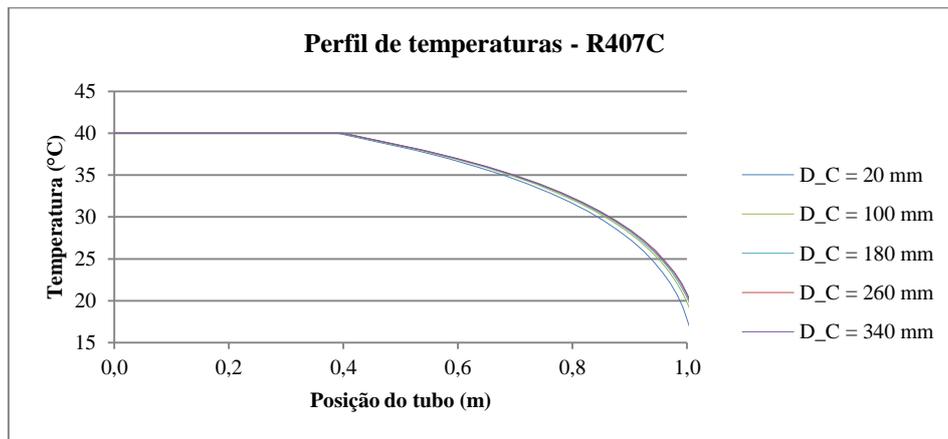


Figura 6. Perfil de temperaturas para R407C (típico)

Desenhando-se em detalhe a zona onde ocorre a transição monofásico-bifásico, observa-se que quanto menor for o diâmetro de encurvamento, mais cedo será o início dessa transição (figura 7).

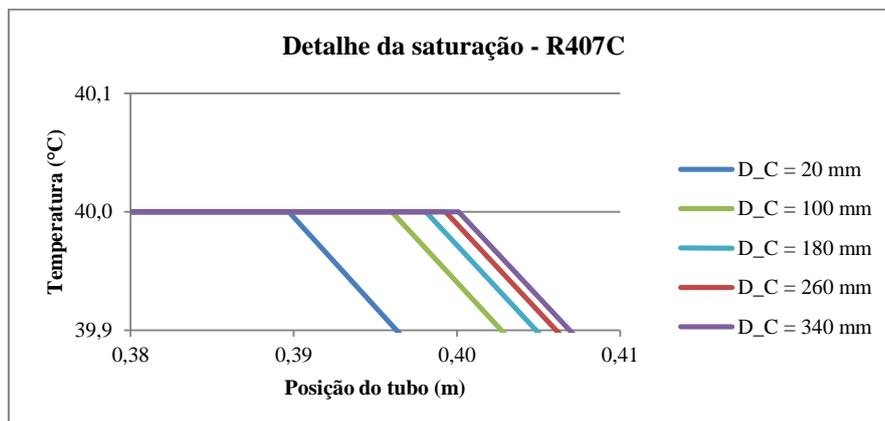


Figura 7. Detalhe da região de transição entre escoamento monofásico e bifásico para R407C (típico)

Por fim, plota-se o gráfico da relação entre o comprimento total de tubo e o diâmetro de encurvamento, fixando-se $d_i=1,5$ mm (diâmetro interno do tubo), $T_{cd}=45^\circ\text{C}$ (temperatura do fluido no condensador), $D_{cd}=10$ mm (diâmetro do condensador), $\varepsilon/d_i=0,00006$ (rugosidade interna relativa do tubo) e a vazão mássica (para análise de um caso típico, escolheu-se apresentar para R410A, cuja vazão adotada foi de 67,375 kg/h). Observe a figura 8:

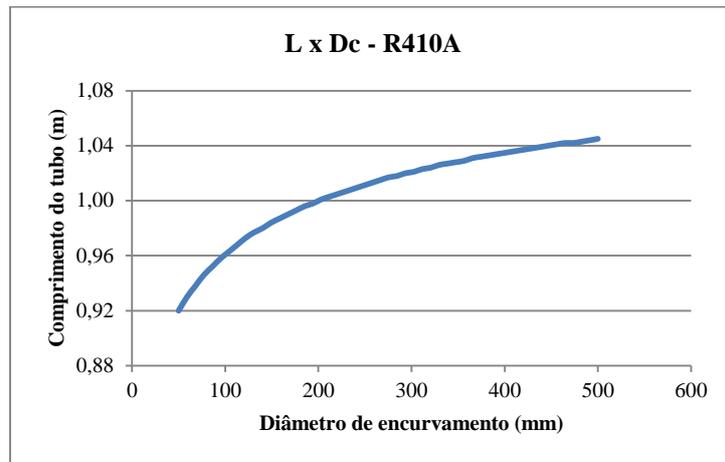


Figura 8. Relação entre L e D_C para R410A (típico)

Nota-se que para maiores diâmetros de encurvamento, são necessários trechos de tubo maiores para atender a uma mesma condição de operação imposta.

7. Conclusões

Ao compararem-se os resultados obtidos pelo modelo matemático aplicado à rotina computacional do EES com os resultados experimentais apresentados na tabela 1 deste trabalho, nota-se que existem desvios entre os valores encontrados e aqueles esperados. No entanto, estes desvios mostraram-se pequenos (menores que 8,7% com relação à diferença pontual de vazão mássica e um desvio no coeficiente angular das retas que aproximam o trecho estudado menor que 0,026), indicando que o modelo computacional representa bem o fenômeno estudado.

No entanto, a literatura carece de dados experimentais para que o modelo possa ser efetivamente validado, havendo ainda a necessidade de se testar novos fluidos, geometrias e condições de contorno.

Com relação às tendências apresentadas pelas curvas mostradas nas figuras 4, 6 e 8, todas corresponderam ao esperado, feita uma análise prévia:

- A vazão mássica tende a aumentar conforme se eleva o diâmetro de encurvamento, pois a intensidade com que ocorrem escoamentos secundários gerados pelas forças centrífugas diminui, gerando menor perda de pressão do fluido.
Isto pode ser observado através da análise da equação 7, à medida que o fator de atrito diminui com o aumento do diâmetro;
- A vazão mássica aumenta também com o aumento dos valores de grau de subresfriamento e de temperatura de condensação.
Estas duas situações têm o mesmo efeito sobre o escoamento, uma vez que causam um maior distanciamento da situação de saturação, e portanto, diminui o trecho do tubo em que o escoamento está sujeito a grandes perdas de pressão (bifásico);
- É natural que a perda de pressão no trecho monofásico seja mais intensa para menores diâmetros de encurvamento, e que assim, nestes casos a saturação seja atingida antes;
- Uma vez atingida a região de saturação, também é natural que com a redução da pressão ocorra uma queda na temperatura do fluido;
- Por fim, para menores diâmetros de encurvamento, e conseqüentemente, maiores coeficientes de atrito e maiores perdas de pressão, é justificável que seja necessário um menor comprimento de tubo para satisfazer as mesmas condições de operação (mesma vazão mássica).

A respeito das curvas apresentadas pela figura 5, nas quais ocorre uma queda da vazão mássica a partir de valores maiores que 3 m de diâmetro de encurvamento, tal redução deve ser desconsiderada, tratando-se de resultado de erros numéricos. Uma vez que os efeitos do encurvamento tornam-se menores à medida que o diâmetro aumenta, recomenda-se que se utilize o máximo valor calculado para a vazão mássica dentro do domínio de diâmetros de encurvamento utilizado (aproximadamente $D_C=3\text{m}$), podendo-se assim considerar este como o valor para tubo capilar retilíneo.

Para que este trabalho tenha continuidade, necessita-se de novos trabalhos empíricos na área a fim de preencher as lacunas existentes, o que impossibilita a efetiva validação do modelo experimentalmente.

8. Referências

- Chingulpitak, S.; Wongwises, S.; 2010; Two-phase flow model of refrigerants flowing through helically coiled capillary tubes. *Applied Thermal Engineering* 30 pp. 1927–1936.
- Duckler, A. E.; Wicks, M.; 1964; Cleveland, R. G.; Frictional Pressure Drop in Two-phase Flow - Parts A and B. *AICHE Journal*, vol. 10 n°. 1, pp. 38-51.
- EES; 1997; EES Engineering Equation Solver Software User's Guide, F-Chart Software.
- Fiorelli, F. A. S.; 2000; Análise do escoamento de fluidos refrigerantes alternativos ao HCFC 22 em tubos capilares adiabáticos. Tese de doutorado. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. São Paulo. 183 pp.
- García-Valladares, O.; 2007; Numerical simulation and experimental validation of coiled adiabatic capillary tubes; *Applied Thermal Engineering* 27, pp.1062–1071.
- Hernandez Neto, A.; Tribess, A.; Volpe, E. V.; Fiorelli, F. A. S.; 2009; Máquinas térmicas: experiências de laboratório. 6ª ed. Universidade de São Paulo – Escola Politécnica – Departamento de Engenharia Mecânica. São Paulo.
- Ito, H.; 1959; Friction factors for turbulent flow in curved pipes; *J. Basic Eng.* pp. 123–134.
- McAdams, W. H.; Wood, W. K., Bryan, R. L.; 1942; Vaporization inside horizontal tubes. II, Benzene-oil mixture. *Transaction ASME* 64; 193.
- Mori, Y., Nakayama, W., 1967; Study on forced convective heat transfer in curve pipes II. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 10, pp. 37–59.
- NIST. 1996; NIST Thermodynamics Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP) – Version 5.0 – User Guide, National Institute of Standards and Technology, U.S. Dept. of Commerce, Gaithersburg.
- Park, C.; Lee, S.; Kang, H.; Kim, Y.; 2007; Experimentation and modeling of refrigerant flow through coiled capillary tubes; *International Journal of Refrigeration*, xx; pp. 1–8.
- Stoecker, W. F.; Jones, J. W.; 1985; *Refrigeração e Ar Condicionado*. McGraw-Hill, São Paulo.
- Whalley, P. B.; 1996; *Two-Phase Flow And Heat Transfer*; 96 pp.
- Zhou, G.; Zhang, Y.; 2010; Performance of a split-type air conditioner matched with coiled adiabatic capillary tubes using HCFC22 and HC290. *Applied Energy* 87; pp. 1522–1528.

9. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

COILED CAPILLARY TUBES STUDY IN REFRIGERATION SYSTEMS

Fernando Martins Pedro

fmpedro@gmail.com

Abstract. In the present work a study of capillary tubes coiling effects in a refrigeration system is presented. From mathematical models found in literature and their implemen-tations, the work validates the results obtained with a computational model at EES software with a parametric analysis of dimensions, flow boundary conditions and thermodynamic properties of the test fluids. The text shows some previous research related to: role of capillary tubes; their modeling; their empirical results. At the same time, the text shows numerical results of the computational routine developed, confirming the applicability of the model, considering its utilization limits.

Keywords. *capillary tubes, expansion device, refrigeration, coiling.*