

ANÁLISE COMPARATIVA DO ESCOAMENTO BIFÁSICO COM FORMAÇÃO DE ESPUMA DE MISTURAS ÓLEO-REFRIGERANTE EM UM TUBO DE SEÇÃO CIRCULAR CONSTANTE

João Paulo Dias

jpdias@dem.feis.unesp.br

José Luiz Gasche

gasche@dem.feis.unesp.br

Departamento de Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP
Av. Brasil 56, Cep. 15385, Ilha Solteira – SP, Brasil.

Resumo. Este trabalho apresenta um estudo numérico do escoamento bifásico com formação de espuma de misturas compostas por óleo lubrificante com pequenas quantidades de fluido refrigerante, usualmente encontradas em compressores de sistemas de refrigeração e ar condicionado. A geometria considerada é um tubo horizontal reto de 6 m de comprimento e 3,22 mm de diâmetro interno. Devido à queda de pressão inicialmente causada pelo atrito viscoso, a solubilidade do refrigerante no óleo diminui e o refrigerante evapora da mistura líquida (outgassing). A formação de bolhas de refrigerante pode ser tão intensa a ponto do escoamento assumir a forma de espuma quando a fração de vazão atinge valores superiores a 70%. Um ponto interessante com relação ao escoamento de espuma é que o seu comportamento é muito diferente dos escoamentos bifásicos convencionais (em bolhas, pistonado, anular, etc.). Nas presentes simulações, o escoamento bifásico é dividido em duas regiões. Na primeira região o escoamento é tratado como sendo bifásico convencional (em bolhas), no qual o modelo homogêneo é usado para representar as propriedades do escoamento. Na segunda região, o escoamento é tratado como bifásico de espuma, onde um modelo de fluido não-newtoniano é usado para representar as tensões viscosas. As equações da quantidade de movimento, conservação da massa e da energia são integradas numericamente para fornecerem as distribuições de pressão e de temperatura ao longo do escoamento. As simulações são realizadas com três diferentes misturas óleo-refrigerante: óleo mineral SUNISO 1GS – refrigerante R12, óleo sintético EMKARATE RL10H – refrigerante R134a e óleo sintético Freol a10 – refrigerante R134a. Os resultados das comparações mostram que as menores quedas de pressão e de temperatura ao longo do escoamento estão associadas à mistura óleo Freol a10 – refrigerante R134a para as mesmas condições na entrada do tubo.

Palavras chave: misturas óleo-refrigerante, compressores de sistemas de refrigeração e ar condicionado, simulação numérica, modelagem de espuma.

1. Introdução

Nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, dois fluidos estão em constante interação: o fluido refrigerante e o óleo lubrificante, cuja principal função é reduzir o atrito entre as partes móveis do compressor. Em razão da solubilidade mútua existente entre estes fluidos, uma mistura homogênea pode ser formada em alguns locais do sistema. Nos trocadores de calor e nos dispositivos de expansão, por exemplo, o escoamento de uma mistura rica em refrigerante é encontrado, ou seja, uma pequena concentração de óleo lubrificante proveniente do compressor é encontrada dissolvida no refrigerante. Por outro lado, no interior do compressor encontram-se escoamentos de misturas ricas em óleo, nas quais o óleo lubrificante apresenta uma pequena quantidade de refrigerante dissolvido. Essa quantidade de refrigerante dissolvido no óleo altera as suas propriedades físicas e, conseqüentemente, o funcionamento das partes do compressor (Yanagisawa *et al.*, 1994).

A solubilidade do refrigerante no óleo depende da pressão de vapor do refrigerante e da temperatura do óleo, reduzindo com o aumento da temperatura e a diminuição da pressão. À medida que a mistura escoar através dos canais do compressor, a pressão cai devido aos efeitos viscosos reduzindo a solubilidade do refrigerante no óleo. Por essa razão, o refrigerante evapora da mistura formando bolhas de refrigerante gasoso no escoamento. Dependendo da magnitude da queda de pressão, o escoamento pode assumir o padrão de espuma (Costa *et al.*, 1990), o que altera sensivelmente as condições de lubrificação no compressor.

Uma revisão bibliográfica mostra que a maior parte dos trabalhos a respeito de misturas óleo-refrigerante refere-se a misturas ricas em refrigerante (Schlager *et al.*, 1987; Eckels e Pate, 1991; Hambræus, 1995; Cho e Tae, 2000 e 2001; Bassi e Bansal, 2003; Chen *et al.*, 2005 entre outros) cujo principal objetivo foi analisar a influência da contaminação de óleo na queda de pressão e no coeficiente de transferência de calor nos condensadores e evaporadores. Para as misturas ricas em óleo, entretanto, poucos trabalhos foram realizados. Dentre estes trabalhos, alguns autores (Silva, 2004 e Fukuta *et al.*, 2005) estudaram os fenômenos de absorção e desorção do refrigerante no óleo, os quais são importantes para a estimativa da concentração de refrigerante armazenado no óleo nas condições de partida do compressor. Outros relevantes trabalhos numéricos (Gasche, 1996 e Grando, 2001) e experimentais (Lacerda, 2000;

Poiate Jr., 2001 e Castro, 2006) estudaram as características do escoamento bifásico das misturas R12-óleo mineral e R134a - óleo sintético.

Neste trabalho, o escoamento bifásico com formação de espuma de misturas compostas por fluido refrigerante e óleo lubrificante, com baixas concentrações de refrigerante, é modelado e simulado numericamente em um tubo reto horizontal de 3,22 mm de diâmetro interno e 5,7 m de comprimento. Obviamente esta geometria não representa as dimensões reais dos canais dos compressores comumente encontrados em refrigeração, entretanto, o único interesse neste trabalho é a compreensão fenomenológica do escoamento das misturas óleo-refrigerante ricas em óleo lubrificante. A partir das condições estabelecidas na entrada do tubo (pressão, temperatura e vazão mássica) para uma mistura saturada de refrigerante, até três padrões de escoamento podem ocorrer. Se a mistura não estiver saturada de refrigerante na entrada do tubo, uma região de escoamento monofásico é observada inicialmente. Com a queda de pressão inicialmente causada pelo atrito viscoso com a parede do tubo, ocorre a redução da solubilidade do refrigerante no óleo e um pequeno número de bolhas de vapor refrigerante é formado. Nesta região, o escoamento é modelado como sendo bifásico convencional no qual o modelo homogêneo é usado para representar as propriedades do escoamento. À medida que a fração de vazio atinge um valor limite (α_{lim}), o escoamento passa a ser tratado como bifásico de espuma e modelado de acordo com a lei de potência para fluidos não-newtonianos, proposta por Calvert (1990). As equações da quantidade de movimento, conservação da massa e da energia são resolvidas numericamente para fornecerem as distribuições de pressão e de temperatura ao longo do escoamento. As simulações são realizadas para três diferentes misturas óleo-refrigerante: mistura óleo mineral SUNISO 1GS – refrigerante R12, mistura óleo sintético EMKARATE RL10H – refrigerante R134a e mistura óleo sintético Freol α 10 – refrigerante R134a. Além dos perfis de pressão e temperatura, também são obtidas as distribuições de concentração de refrigerante, de fração de vazio e de viscosidade da mistura ao longo do escoamento. Os resultados obtidos mostraram que, para as mesmas condições de teste, a mistura formada por óleo sintético Freol α 10 e refrigerante R134a foi a que apresentou as menores quedas totais de pressão e de temperatura, além de apresentar a menor quantidade de espuma formada no final do escoamento.

2. Modelo Matemático

A Fig. 1 mostra a geometria do problema, o sistema de coordenadas r,z e as principais dimensões de um trecho do tubo de diâmetro interno $D[m]$. No esquema, dz é o comprimento do elemento de fluido, $\dot{m}[kg/s]$ é a vazão mássica e $u[m/s]$ é a velocidade do escoamento na direção z .

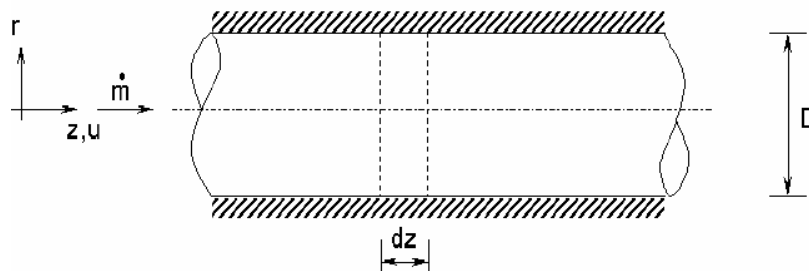


Figura 1. Geometria do problema.

2.1. Hipóteses Simplificativas

Foram adotadas as seguintes simplificações na formulação matemática:

- Escoamento unidimensional, plenamente desenvolvido e em regime permanente;
- Fronteiras do tubo adiabáticas e impermeáveis;
- A fase líquida é formada por óleo e refrigerante líquido, enquanto que a fase vapor é considerada ser formada apenas por refrigerante gasoso;
- A mistura líquida é tratada com sendo ideal;
- Desprezam-se os efeitos de metaestabilidade do escoamento.

2.2. Equações governantes

As equações governantes do escoamento - conservação da massa, quantidade de movimento e conservação da energia – são dadas respectivamente por:

$$u^2 \frac{d\rho}{dz} + \rho u \frac{du}{dz} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{dp}{dz} = u^2 \frac{d\rho}{dz} + \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r\tau_{rz}) \quad (2)$$

$$\frac{dT}{dz} = \frac{\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} - \frac{d}{dz} [x(h_v - h_l)] - \frac{\partial h_l}{\partial p} \Big|_T \frac{dp}{dz}}{\frac{\partial h_l}{\partial T} \Big|_p} \quad (3)$$

onde $\rho [kg/m^3]$ é a densidade do fluido, $dp/dz [Pa/m]$ é a queda total de pressão ao longo escoamento, $\tau_{rz} [Pa]$ é a tensão de cisalhamento na direção radial do fluido, $dT/dz [°C/m]$ é a queda de temperatura ao longo do escoamento, x é o título da mistura (definido como a razão entre a massa de refrigerante gasoso e a massa total da mistura) e $h_l [J/kg]$ e $h_v [J/kg]$ são respectivamente as entalpias específicas das fases líquida e vapor.

2.3. Região de escoamento monofásico

Na região de escoamento monofásico, a queda de pressão é causada unicamente pelo atrito viscoso com a parede do tubo. Assim, a Eq. (2) torna-se:

$$\frac{dp}{dz} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r\tau_{rz}) \quad (4)$$

O termo viscoso da Eq. (4), pode ser representado por, (Fox e McDonald, 1995)

$$\frac{dp}{dz} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r\tau_{rz}) = -\frac{f}{2} \frac{G^2}{\rho_l D} \quad (5)$$

Na Eq. (5), $G [kg/m^2 s]$ é o fluxo de massa do escoamento, ρ_l é a densidade da fase líquida (óleo + refrigerante líquido) e f é o fator de atrito, calculado através da correlação de Churchill (1977):

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A_1 + B_1)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (6a)$$

$$A_1 = \left[2,457 \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27(\varepsilon/D)} \right) \right]^{16} \quad (6b)$$

$$B_1 = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (6c)$$

onde ε/D é a rugosidades relativa da parede interna do duto e número de Reynolds, Re , é uma função das propriedades da fase líquida, dado por:

$$Re = \frac{\rho_l u D}{\mu_l} = \frac{4\dot{m}}{\mu_l \pi D} \quad (7)$$

Na região de escoamento monofásico, como a densidade é constante, e considerando que o calor específico a volume constante é função apenas da temperatura, a Eq. (3) fornece que,

$$\frac{dT}{dz} = 0 \quad (8)$$

2.4. Região de escoamento bifásico convencional

Embora a quantidade de bolhas de refrigerante na fase vapor seja pequena na região de escoamento bifásico convencional, o efeito da aceleração devido à diminuição da densidade do fluido começa a influenciar nos parâmetros do escoamento. Aplicando a conservação da massa sobre o óleo e o refrigerante, o título da mistura (x), pode ser escrito como uma função da concentração de refrigerante na entrada (w_e) e da solubilidade local do refrigerante no óleo ao longo do escoamento (w_{sat}):

$$x = \frac{w_e - w_{sat}}{1 - w_{sat}} \quad (9)$$

Considerando que a fase líquida e a fase vapor escoem com a mesma velocidade, o modelo homogêneo pode ser usado para calcular a fração de vazio do escoamento como uma função do título da mistura:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{x} - 1\right) \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (10)$$

onde ρ_l e ρ_v são respectivamente as densidades das fases líquida e vapor.

A queda de pressão total da região de escoamento bifásico convencional é a soma entre os efeitos de atrito e de aceleração do fluido, como descrito pela Eq. (2). Utilizando a Eq. (5), a Eq. (2) pode ser reescrita como:

$$\frac{dp}{dz} = \left(\frac{G}{\bar{\rho}}\right)^2 \frac{d\bar{\rho}}{dz} - \frac{f}{2} \frac{G^2}{\bar{\rho}D} \quad (11)$$

O fator de atrito é novamente calculado pelas Eqs. (6) e o número de Reynolds é dado agora por:

$$Re = \frac{\bar{\rho}uD}{\bar{\mu}} = \frac{4\dot{m}}{\bar{\mu}\pi D} \quad (12)$$

onde $\bar{\rho}$ e $\bar{\mu}$ são as pseudo-propriedades do modelo homogêneo as quais são determinadas através das propriedades das fases líquida e vapor por:

$$\bar{\rho} = \alpha\rho_v + (1 - \alpha)\rho_l \quad (13)$$

$$\bar{\mu} = x\mu_v + (1 - x)\mu_l \quad (14)$$

O modelo de viscosidade bifásica da Eq. (14) foi proposto inicialmente por Cichitti *et al.* (1964) e é recomendada por Grandó (2001). As Eqs. (3) e (11) são resolvidas simultaneamente para fornecerem as distribuições de pressão e temperatura ao longo da região de escoamento bifásico convencional.

2.5. Região de escoamento bifásico de espuma

Quando a fração de vazio do escoamento atinge um valor limite, α_{lim} , o escoamento é modelado como sendo bifásico de espuma. As forças viscosas é que fazem a diferença entre a modelagem do escoamento bifásico convencional e a modelagem do escoamento de espuma. Calvert (1990) propôs a seguinte lei de potência entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação de espumas aquosas:

$$\tau_{rz} = \tau_e + \kappa \left(\frac{du}{dr}\right)^n \quad (15)$$

onde $\tau_e [Pa]$ é a tensão de escoamento da espuma e $\kappa [Pa.s^n]$ e n são constantes de fluido não newtoniano. Isolando o termo viscoso da Eq. (2) e integrando ao longo da coordenada radial, considerando que $\tau_{rz} = 0$ quando $r = 0$, tem-se que:

$$\tau_{rz} = \frac{1}{r} \int_0^r \left(\frac{dp}{dz} - u^2 \frac{d\bar{\rho}}{dz} \right) r dr = -\frac{1}{r} \int_0^r g(z) r dr = -g(z) \frac{r}{2} \quad (16)$$

onde $g(z)$ é uma variável auxiliar [termo viscoso da Eq. (2)] convenientemente definida como sendo função do gradiente de pressão total. Na Eq. (16), a função $g(z)$ sempre terá valores positivos e, conseqüentemente, τ_{rz} irá assumir valores negativos. Deste modo, a partir do módulo da Eqs. (15) e da Eq. (16), pode-se escrever:

$$\left| \frac{du}{dr} \right| = \kappa^{-\frac{1}{n}} \left[g(z) \frac{r}{2} - \tau_e \right]^{\frac{1}{n}} \quad (17)$$

De acordo com o modelo de escoamento de espuma descrito na Fig. 2 define-se uma região de deformação da espuma próxima à parede do tubo, onde a tensão de cisalhamento é maior do que a tensão de escoamento da espuma e outra região de escoamento “pistonado” com velocidade uniforme u_0 [m/s], onde a tensão de cisalhamento é inferior à tensão de escoamento da espuma. Integrando a Eq. (17) separadamente nestas duas regiões, os perfis radiais de velocidades resultam em:

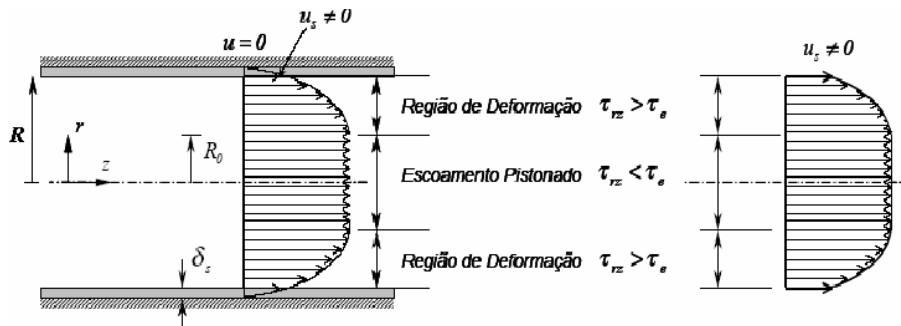


Figura 2. Representação do modelo de escoamento da espuma.

Região de deformação da espuma

$$u(r) = u_s + \frac{2n\kappa^{-\frac{1}{n}}}{g(z)[n+1]} \left[\left(g(z) \frac{R}{2} - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} - \left(g(z) \frac{r}{2} - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] \quad (18)$$

Região de escoamento “pistonado”

$$u_0 = u_s + \frac{2n\kappa^{-\frac{1}{n}}}{g(z)[n+1]} \left(g(z) \frac{R}{2} - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} \quad (19)$$

onde o raio da região de escoamento “pistonado”, R_0 [m], e a velocidade de deslizamento da camada de líquido na parede, u_s [m/s], são dados respectivamente por:

$$R_0 = \frac{2\tau_e}{g(z)} \quad (20)$$

$$u_s = g(z) \frac{R\delta_s}{2\mu_l} \quad (21)$$

e δ_s [m] é a espessura da camada de líquido que transporta a espuma próxima à parede. Para a obtenção do gradiente de pressão, a vazão em massa total do escoamento é calculada a partir da integração dos perfis de velocidades das Eqs. (18) e (19). Assim,

$$\dot{m} = \int_0^{R_0} \bar{\rho} u_0 2\pi r dr + \int_{R_0}^R \bar{\rho} u(r) 2\pi r dr \quad (22)$$

O resultado desta integração pode ser organizado em quatro parcelas - \dot{m}_1 , \dot{m}_2 , \dot{m}_3 e \dot{m}_4 - funções implícitas da queda de pressão total. Diante da impossibilidade de explicitar diretamente o gradiente de pressão do resultado da Eq. (22), recorre-se ao método iterativo de Newton-Raphson onde:

$$\frac{dp}{dz} = \frac{dp^*}{dz} - \frac{F(dp/dz^*)}{F'(dp/dz^*)} \quad (23)$$

na qual dp/dz^* é a queda de pressão calculada na iteração anterior, $F(dp/dz) = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 - \dot{m}$ é a função erro da vazão que deve ser zerada e $F'(dp/dz)$ a sua derivada. O gradiente de pressão da Eq. (22) é corrigido de iteração em iteração até que $|dp/dz - dp/dz^*| < 10^{-7}$. As Eqs. (23) e (3) são resolvidas simultaneamente para fornecerem as distribuições de pressão e temperatura ao longo da região de escoamento bifásico de espuma.

3. Metodologia de solução

As equações governantes para os gradientes de pressão e temperatura são integradas numericamente usando o método de Volumes Finitos, onde o arranjo co-localizado das variáveis na malha é mostrado na Fig. 3. Uma malha com 286 pontos nodais (um ponto a cada 2 cm do comprimento tubo) foi convenientemente escolhida para as simulações deste trabalho.

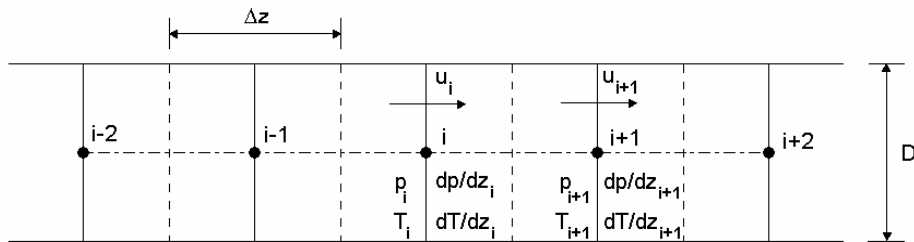


Figura 3. Esquema do arranjo co-localizados das variáveis na malha.

O procedimento de solução se inicia com o fornecimento das características geométricas do tubo, parâmetros do modelo de espuma e os parâmetros da mistura na entrada do escoamento, que são a pressão, a temperatura e a vazão mássica. O problema é resolvido em marcha ao longo do domínio, onde a partir do ponto i , a pressão e temperatura no ponto $i+1$ são calculadas respectivamente por:

$$p_{i+1} = p_i + \left. \frac{dp}{dz} \right|_i \Delta z \quad (23)$$

$$T_{i+1} = T_i + \left. \frac{dT}{dz} \right|_i \Delta z \quad (24)$$

Com p e T determinados em cada posição, as propriedades do escoamento como a solubilidade, densidade, viscosidade e entalpia para a fase líquida são calculadas através de correlações específicas para cada mistura óleo-refrigerante. As propriedades da mistura líquida óleo Freol $\alpha 10 - R134a$ foram obtidas por ajustes de dados fornecidos pela EMBRACO (Empresa Brasileira de Compressores S.A.), enquanto que as propriedades da fase vapor foram calculadas através de ajuste de dados fornecidos por McLinden *et al.* (1998). Para as misturas óleo EMKARATE RL10H - R134a e óleo SUNISO 1GS - R12, as correlações utilizadas foram fornecidas por Grandó (2001).

4. Resultados e discussão

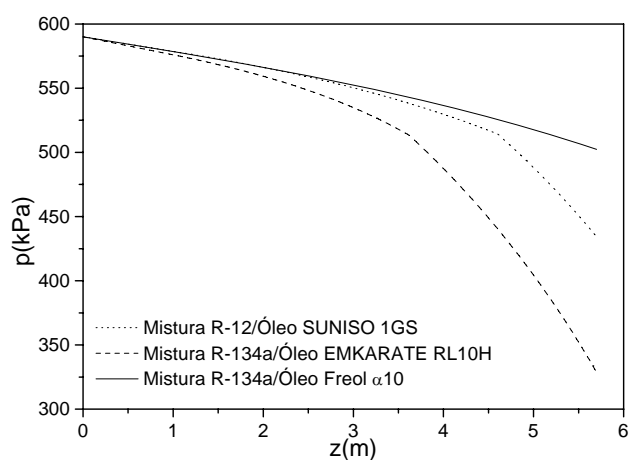
Os resultados da simulação foram obtidos para dois casos diferentes, cada um com uma concentração de refrigerante na entrada do escoamento. No primeiro caso considerou-se a mistura sub-saturada na entrada com uma concentração de refrigerante 5 % inferior à solubilidade local na entrada, fazendo com o escoamento fosse monofásico

nas primeiras posições do duto. No segundo caso, considerou-se a mistura saturada na entrada, ou seja, com a concentração igual à solubilidade local na entrada do escoamento. A Tabela 1 apresenta os parâmetros do modelo de espuma (propostos por Grando, 2001) e as condições na entrada do tubo utilizadas em ambos os casos.

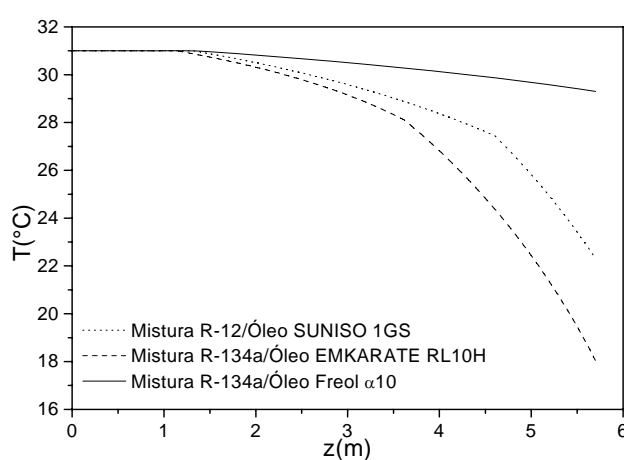
Tabela 1 – Condições na entrada e parâmetros do modelo de espuma para as simulações realizadas.

Pressão na Entrada, p_e [kPa]	590,00
Temperatura na Entrada, T_e [°C]	31,00
Vazão Mássica, \dot{m} [kg/h]	40,00
Fração de Vazio Limite, α_{lim}	0,60
Tensão de Escoamento da Espuma, τ_e [Pa]	1,00
Constante n	0,40
Constante κ [Pa.s ⁿ]	1,168
Espessura da Camada de Líquido, δ_s [μ m]	5,00

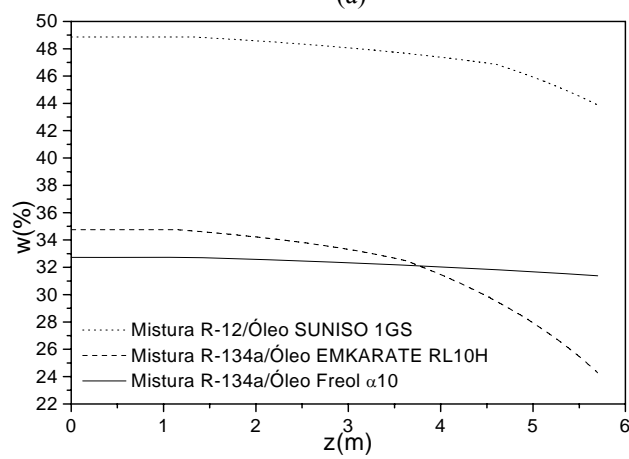
As Figs. 4 (a) – (e) mostram respectivamente as distribuições de pressão, temperatura, concentração de refrigerante, fração de vazio e viscosidade da mistura líquida ao longo do escoamento. Os resultados das Figs. 4 (a) e (b) apontam para quedas de pressão e de temperatura superiores para a mistura óleo EMKARATE - R134a em relação às outras misturas. As menores quedas foram verificadas para a mistura óleo Freol - R134a onde se observa, inclusive, a inexistência da região de espuma, pois a fração de vazio, α , ainda não atingiu o valor limite pré-estabelecido, α_{lim} [Fig. 4 (d)]. Apesar da menor miscibilidade do R134a no óleo Freol α 10 em relação ao óleo EMKARATE para estas condições no início do escoamento [Fig. 4 (c)], fato este que poderia contribuir para a menor viscosidade da mistura líquida óleo EMKARATE – R134a, a viscosidade do óleo Freol é consideravelmente menor do que a viscosidade do óleo EMKARATE para a dada temperatura na entrada, o que faz com que a mistura líquida óleo Freol - R134a torne-se menos viscosa [Fig. 4 (e)]. A mistura óleo SUNISO - R12 apresenta ainda menor viscosidade em relação às outras duas misturas em decorrência da maior capacidade de armazenar refrigerante na entrada do escoamento. No entanto, o desprendimento de refrigerante da mistura óleo SUNISO - R12 é mais intenso do que na mistura óleo Freol - R134a, resultando em maiores quedas totais de pressão e temperatura para o escoamento da mistura óleo SUNISO - R12.



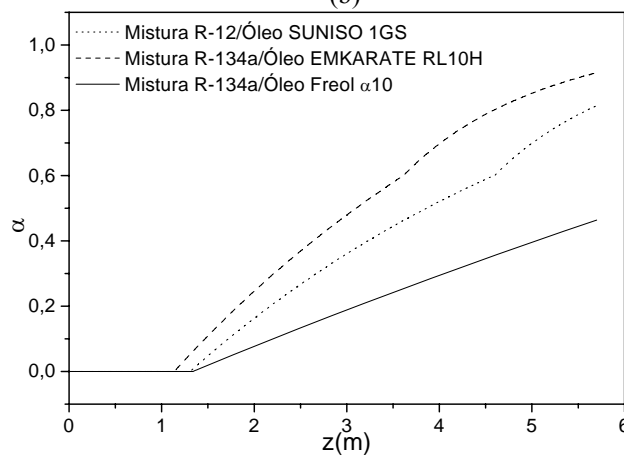
(a)



(b)



(c)



(d)

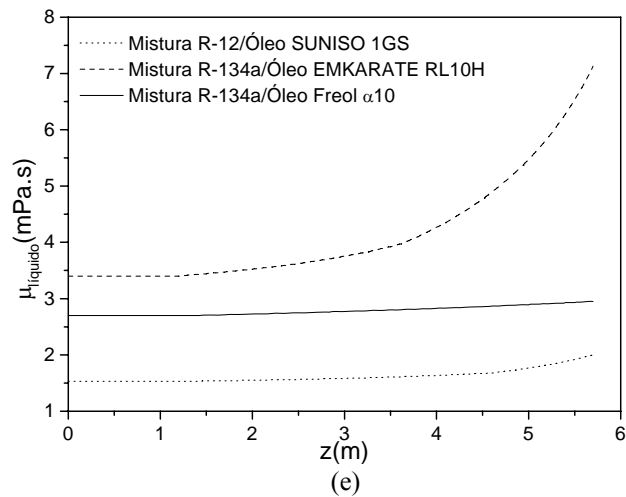
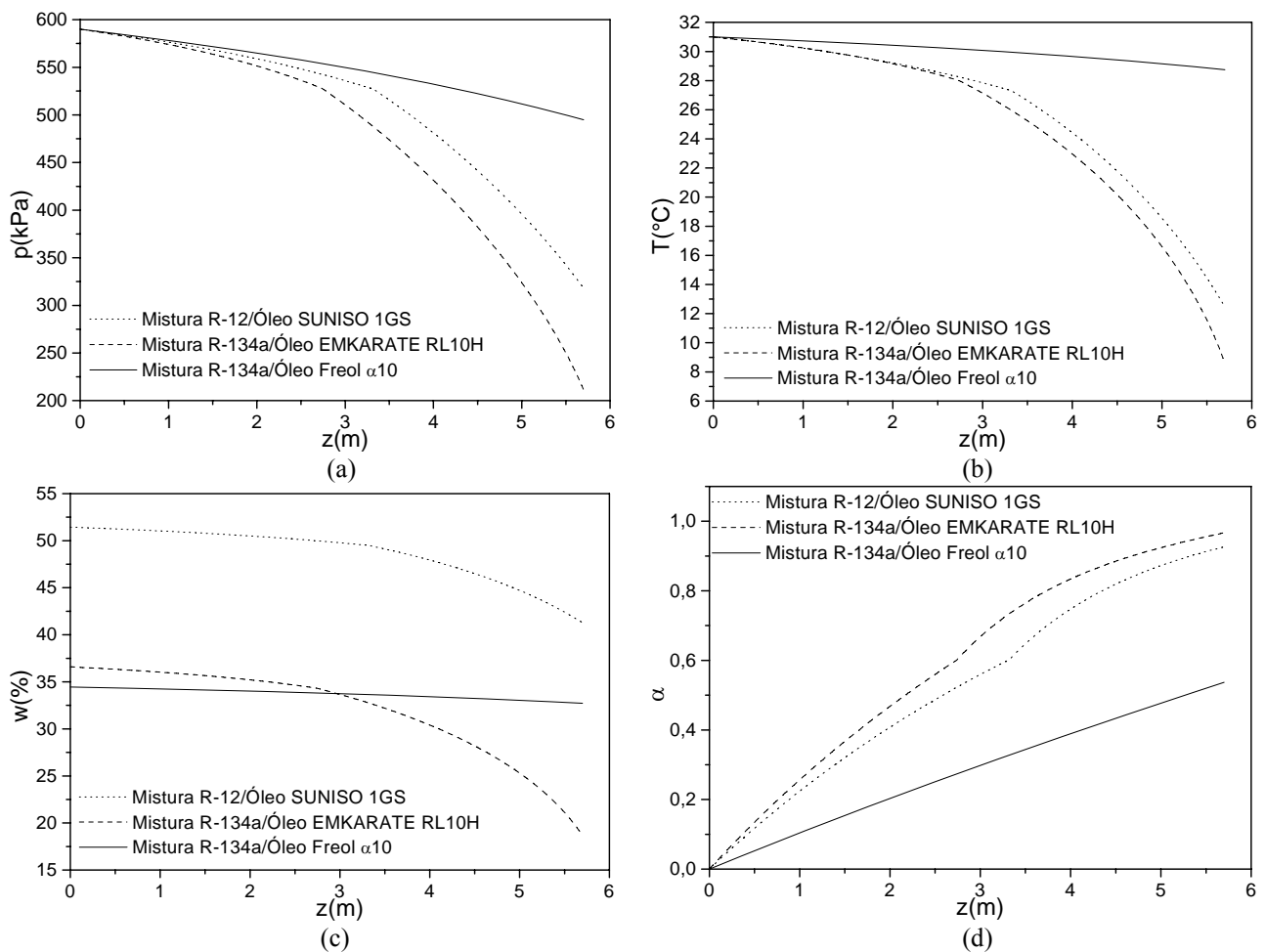


Figura 4. Comparação entre as diferentes misturas para o caso de sub-saturação na entrada. (a) Distribuições de pressão, (b) temperatura, (c) concentração de refrigerante, (d) fração de vazio e (e) viscosidade da mistura líquida ao longo do escoamento.

Para o caso em que a mistura se encontra saturada na entrada do escoamento, os resultados das Figs. 5 (a) – (e) mostram a mesma tendência geral do caso de sub-saturação na entrada. O refrigerante R134a misturado com o óleo EMKARATE apresentou as maiores quedas de pressão e temperatura, enquanto que as menores quedas foram atingidas para a mistura com o óleo Freol α 10. Novamente, não foi observada a formação de espuma no escoamento da mistura óleo Freol - R134a. O aumento da concentração de refrigerante fez com que a viscosidade do líquido na entrada caísse em torno de 6% para as misturas óleo SUNISO - R12 e óleo Freol - R134a, e 7% para a mistura óleo EMKARATE - R134a em relação à mistura sub-saturada. Mas ao mesmo tempo, adiantou-se o ponto de desprendimento do refrigerante, o que aumentou as quedas totais de pressão e temperatura.



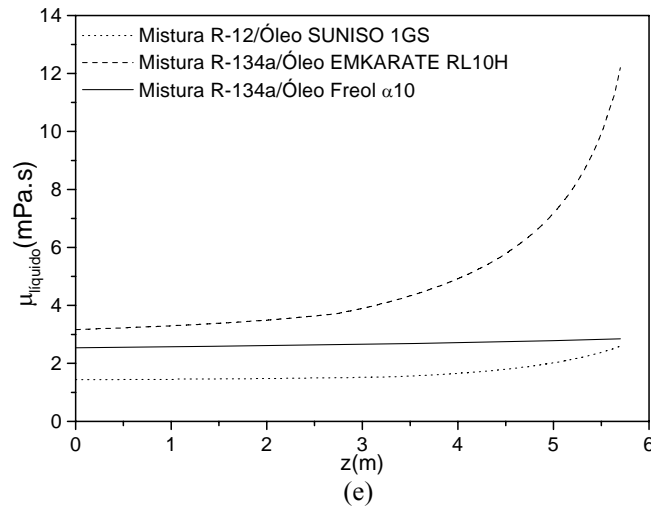


Figura 5. Comparação entre as diferentes misturas para o caso de saturação na entrada. (a) Distribuições de pressão, (b) temperatura, (c) concentração de refrigerante, (d) fração de vazio e (e) viscosidade da mistura líquida ao longo do escoamento.

As Tabelas 2 e 3 mostram, respectivamente, as quedas totais de pressão e de temperatura ao longo do escoamento dos casos saturado e sub-saturado na entrada para as três misturas em questão. Pode-se notar que o aumento mais crítico nas quedas de pressão e de temperatura foi o da mistura óleo SUNISO - R12; a mistura óleo Freol - R134a apresentou a menor sensibilidade quanto ao aumento da concentração de refrigerante na entrada, o que é uma importante característica da miscibilidade do refrigerante R134a no óleo Freol α10.

Tabela 2 – Quedas totais de pressão nas simulações com as três misturas óleo-refrigerante.

Queda total de pressão [kPa]			
Condição na Entrada	Mistura óleo SUNISO 1GS - R12	Mistura óleo EMKARATE RL10H - R134a	Mistura óleo Freol α10 - R134a
Sub-saturado ($w_e=0,95w_{sat}$)	155,66	261,32	87,64
Saturado ($w_e=w_{sat}$)	271,74	378,56	95,17
Aumento (%)	74,6	44,7	8,6

Tabela 3 – Quedas totais de temperatura nas simulações com as três misturas óleo-refrigerante.

Queda total de temperatura [°C]			
Condição na Entrada	Mistura óleo SUNISO 1GS - R12	Mistura óleo EMKARATE RL10H - R134a	Mistura óleo Freol α10 - R134a
Sub-saturado ($w_e=0,95w_{sat}$)	8,69	12,96	1,7
Saturado ($w_e=w_{sat}$)	18,55	22,4	2,25
Aumento (%)	113,5	72,8	32,4

5. Conclusões

Neste trabalho realizou-se um estudo numérico do comportamento do escoamento bifásico com formação de espuma de três diferentes misturas óleo-refrigerante ao longo de um tubo horizontal de 5,7 m de comprimento e seção circular de 3,22 mm de diâmetro interno. Na modelagem matemática considerou-se a existência de uma região de escoamento monofásico, uma região de escoamento bifásico convencional e outra região de escoamento bifásico de espuma. Na região de escoamento bifásico convencional, o modelo homogêneo foi utilizado para representar as propriedades da mistura enquanto que na região de escoamento bifásico de espuma o modelo de Calvert (1990) para fluidos não-newtonianos foi utilizado para representar as forças viscosas do escoamento. Os resultados obtidos para as distribuições de pressão, temperatura, concentração de refrigerante, fração de vazio e viscosidade da mistura líquida ao longo do escoamento indicaram a melhor miscibilidade do refrigerante R134a no óleo Freol α10 para as condições das simulações consideradas. Com isso, pode-se ter idéia de algumas vantagens que o emprego da mistura óleo Freol α10-R134a poderia trazer para os sistemas de refrigeração. Esta característica entre o óleo Freol α10 e o R134a favoreceria, por exemplo, a formação de um filme lubrificante mais estável diante das condições dinâmicas de operação do

compressor, visto que a formação excessiva de espuma prejudica a continuidade do filme lubrificante e a qualidade da lubrificação do compressor. Um outro aparente benefício seria na facilidade do retorno para o compressor da pequena quantidade de óleo que escoo com o refrigerante no ciclo, evitando assim que a retenção do óleo em outros componentes do sistema. Entretanto, mais estudos devem ser realizados para que tais idéias sejam realmente confirmadas.

6. Agradecimentos

Os autores agradecem a CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo suporte financeiro do trabalho.

7. Referências bibliográficas

- Bassi, R. e Bansal, P. K., 2003, "In-Tube Condensation of Mixture of R134a and Ester Oil: Empirical Correlations", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, No. 4, pp. 402-409.
- Calvert, J. R., 1990, "Pressure Drop for Foam Flow Through Pipes", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 11, No. 3, pp. 236-241.
- Castro, H. O. S., 2006, "Caracterização Experimental do Escoamento Bifásico com Formação de Espuma da Mistura Óleo-Refrigerante R134a ao longo de um Tubo Reto de Seção Constante", *Dissertação de Mestrado*, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira-SP.
- Cichitti, A., 1964, "Two-Phase Cooling Experiments-Pressure Drop, Heat Transfer and Burnout Measurements", *Energia Nucleare*, Vol. 7, N°6, pp. 407-425.
- Chen, I. Y., Won, C. L. e Wang, C. C., 2005, "Influence of Oil on R-410A Two-Phase Frictional Pressure Drop in a Small U Type Wavy", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, N°6, pp. 797-808.
- Cho, K. e Tae, S. J., 2000, "Evaporation Heat Transfer for R-22 and R-407C Refrigerant-Oil Mixture in a Microfin Tube with a U-Bend", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 2, pp. 219-231.
- Cho, K. e Tae, S. J., 2001, "Condensation Heat Transfer for R-22 and R-407C Refrigerant-Oil Mixture in a Microfin Tube with a U-Bend", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, No. 11, pp. 2043-2051.
- Churchill, S. W., 1977, "Friction-Factor Equation Spans all Fluid-Flow Regimes", *Chemical Engineering*, No. 7, pp. 91-92.
- Costa, C. M. N. F., Ferreira, R. T. S. e Prata, A. T., 1990, "Considerations About the Leakage Through the Minimal Clearance in a Rolling Piston Compressor", *Proceedings of International Engineering Compressor Conference at Purdue*, West Lafayette, Vol. 2, pp. 853-863.
- Eckels, S. J. e Pate, M. B., 1991, "In-Tube Evaporation and Condensation of Refrigerant- Lubricant Mixtures of HFC-134a and CFC-12", *ASHRAE Transactions*, Vol. 97, Part 2, pp. 62-70.
- Fox, R. W., McDonald, A. T., 1995, "Introdução à Mecânica dos Fluidos", 4ª Edição, LTC, Rio de Janeiro.
- Fukuta, M., Yanagisawa, T., Omura M., e Ogi, Y., 2005, "Mixing and Separation Characteristics of Isobutane with Refrigeration Oil", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, N°7, pp.997-1005.
- Gasche, J. L., 1996, "Escoamento de Óleo Refrigerante pela Folga Radial de Compressores Rotativos de Pistão Rolante", *Tese de Doutorado*, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.
- Grando, F. P., 2001, "Modelagem Computacional do Escoamento Bifásico com Formação de Espuma de uma Mistura de Óleo Lubrificante e Fluido Refrigerante em Dutos Retos", *Dissertação de Mestrado*, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.
- Hambraues, K., 1995, "Heat Transfer of Oil-Contaminated HFC-134a in a Horizontal Evaporator", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 2, pp. 87-99.
- Lacerda, V. T., 2000, "Caracterização Experimental do Escoamento Bifásico de uma Mistura Óleo e Refrigerante em Dutos de Pequeno Diâmetro", *Dissertação de Mestrado*, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.
- McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W., Peskin, A.P., 1998, "Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures", *NIST Standard Reference Database 23, REFPROP 6.0*.
- Poiate Jr., E., 2001, "Escoamento Bifásico da Mistura Óleo Mineral-Refrigerante R12 ao longo de um Tubo Reto de Seção Circular Constante", *Dissertação de Mestrado*, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira-SP.
- Schlager, L. M., Pate, M. B. e Bergles, A. E., 1987, "A Survey of Refrigerant Heat Transfer and Pressure Drop Emphasizing and In-Tube Augmentation", *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, Part 1, pp. 392-416.
- Silva, A. da, 2004, "Cinâmica e Dinâmica do Processo de Absorção de Gás Refrigerante em Óleo Lubrificante", *Tese de Doutorado*, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.
- Yanagisawa, T., Fukuta, M., Shimizu, T. e Zushi, T., 1994, "Influence of Oil-Refrigerant Solubility on Performance of Rotatory Compressors", *Proceedings of International Engineering Compressor Conference at Purdue*, West Lafayette, Vol. 1, pp.109-115.

COMPARATIVE ANALYSIS OF OIL-REFRIGERANT TWO-PHASE FLOW WITH FOAM FORMATION IN A CONSTANT CIRCULAR CROSS SECTION TUBE

João Paulo Dias
jpdias@dem.feis.unesp.br

José Luiz Gasche
gasche @dem.feis.unesp.br

Abstract

This work presents a numerical study of the two-phase flow with foam formation of mixtures composed by lubricant oil with small amounts of refrigerant, usually encountered in refrigeration and air conditioning compressors. A 6 m long and 3.22 mm ID straight horizontal tube was chosen to accomplish the simulations. Due the pressure drop caused initially by the viscous friction, the refrigerant solubility in oil reduces and the refrigerant evaporates from the liquid mixture (outgassing). In this type of flow, the refrigerant bubble formation can be so large that foam is formed as void fraction reaches values higher than 70%. An interesting point regarding foam flows is that foam behaves differently from conventional two-phase flows (bubbly, slug, annular, etc). In the present simulations the two-phase flow is divided in two regions. In the first region the flow is treated as a conventional two-phase flow (bubbly flow), in which the homogeneous model is used to represent the flow properties. In the second region, the flow is treated as a foam flow, in which a non-newtonian model is used to represent the fluid viscous stresses. The mass and energy conservation and the momentum equations are integrated numerically to provide the pressure and temperature distributions along the flow. The simulations were carried out for three different oil-refrigerant mixtures: mineral oil SUNISO 1GS – refrigerant R12, synthetic oil EMKARATE RL10H – refrigerant R134a and synthetic oil Freol α 10 – refrigerant R134a. The results of the comparison show that the lower total pressure and temperature drops were obtained with the mixture formed by synthetic oil Freol α 10 and refrigerant R134a for the same flow inlet conditions.

Keywords: oil-refrigerant mixtures, refrigeration and air conditioning compressors, numerical simulation, foam modeling.