

ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELO DE SIMULAÇÃO PARA A DETERMINAÇÃO DO INVENTÁRIO EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO CARREGADOS COM OS FLUIDOS R134a E R1234yf

Túlio da Motta Corrêa, tuliodamotta@gmail.com

Gleberon Marques Humia, ghumia@dpfo.ufmg.br

Ivana de Fátima Cavaleiro de Macêdo Braga, ivanacmb@yahoo.com.br

Juan Jose Garcia Pabon, langa_27@hotmail.com

Luiz Machado, luizm@demec.ufmg.br

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, Avenida Antônio Carlos 6627, Campus Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - MG

Resumo: O presente trabalho é um estudo teórico/experimental sobre o inventário em sistemas de refrigeração carregados com os fluidos R134a e R1234yf. O R134a é um fluido com potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) igual a 0, mas com um alto potencial de aquecimento global (GWP) de 1430. O R1234yf com ODP igual a 0 e GWP de 1, vem sendo considerado um substituto para o R134a. Os efeitos do título (0-1), velocidade mássica (300 kg/m²s e 400 kg/m²s) e temperatura de saturação (25 °C e 30 °C) na distribuição de massa de refrigerante foram experimentalmente investigados em tubo de diâmetro interno de 4,7 mm. Um total de 70 pontos experimentais foram analisados e comparados com um modelo teórico utilizando 8 diferentes correlações para determinação da fração de vazio. Os melhores resultados para predição de massa foram obtidos pelas correlações de Zivi e Hughmark, com um erro médio absoluto de 12% e 13%, respectivamente.

Palavras-chave: inventário, fração de vazio, R134a, R1234yf

1. INTRODUÇÃO

R134a é um refrigerante amplamente utilizado em diversas aplicações nas áreas de refrigeração. No entanto, ele possui um alto potencial de aquecimento global (GWP=1430), o que não satisfaz a Diretriz 517/2014 de redução do uso de gases de efeito estufa com altos valores de GWP na Europa. Essa diretriz visa limitar a mudança climática global em acordo com os objetivos marcados pela *EU Research and Innovation programme Horizon 2020* (Sánchez *et al.*, 2017). Portanto, surge a necessidade de um substituto para o R134a. R1234yf surgiu como um substituto para o R134a (Belman-Flores *et al.*, 2017a). R1234yf possui GWP de 1 e possui propriedades termodinâmicas similares ao R134a (BOC, 2015). O desempenho do R1234yf em substituição do R134a foi avaliado em várias aplicações: sistemas de ar-condicionado automotivos (Lee e Jung, 2012; Qi, 2013, 2015), refrigeradores domésticos (Belman-Flores *et al.*, 2017b), bombas de calor de água residenciais (Nawaz *et al.*, 2017), sistemas *split* de aquecimento residencial (Botticella *et al.*, 2017) e ciclos de refrigeração por ejetor (Fang *et al.*, 2017). Esses estudos têm demonstrado que o R134a pode ser substituído pelo R1234yf com desempenhos similares e sem modificações significativas no sistema original. Para substituir o R134a, é muito importante conhecer o comportamento do R1234yf em escoamento bifásico, pois ele possui um papel importante no design e otimização de sistemas de compressão de vapor (evaporador, condensador e trocador de calor intermediário). Assim, os estudos em tubos lisos do R1234yf são revisados para troca de calor bifásica (Anwar *et al.*, 2015; Choi *et al.*, 2014; Del Col *et al.*, 2010; Del Col *et al.*, 2013; Illán-Gómez *et al.*, 2015; Li *et al.*, 2012; Lu *et al.*, 2013; Mortada *et al.*, 2012; Saitoh *et al.*, 2011; Sempértegui-Tapia e Ribatski, 2017a; Wang *et al.*, 2012), perda de carga bifásica (Anwar *et al.*, 2015; Del Col *et al.*, 2010; Illán-Gómez *et al.*, 2015; Lu *et al.*, 2013; Padilla *et al.*, 2011; Saitoh *et al.*, 2011; Sempértegui-Tapia e Ribatski, 2017b; Wang *et al.*, 2012), padrões de escoamento bifásico (Padilla *et al.*, 2011) e fluxo de calor crítico (Mastrullo *et al.*, 2016; Mastrullo *et al.*, 2017). No entanto, não há estudos sobre a fração de vazio (razão entre o volume de vapor e o volume total no escoamento bifásico) utilizando R1234yf. A fração de vazio está diretamente relacionada com o inventário de um sistema de refrigeração.

O inventário de um sistema de refrigeração refere-se à quantidade de massa refrigerante distribuída entre os componentes do sistema de refrigeração e isso reflete na carga de refrigerante que é colocada antes do início de operação do sistema. O equipamento tem um coeficiente de performance (COP) diferente quando carregado com mais ou menos fluido (Porto *et al.*, 2013). Isso significa que há uma quantidade ótima de fluido que irá exigir menos energia e isso contribui indiretamente para uma redução no consumo de fluido. O presente trabalho é um estudo experimental sobre o inventário de massa de refrigerante em sistemas de refrigeração utilizando os fluidos R134a e R1234yf. Ainda, esse estudo tem como objetivo uma comparação dos resultados experimentais obtidos com diversas correlações de fração de vazio utilizadas na literatura para modelamento de quantidade de massa.

2. TESTES EXPERIMENTAIS

Os testes experimentais foram realizados utilizando um sistema montado no Laboratório de Refrigeração e Aquecimento (GREa) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Esse sistema permite um controle preciso da pressão do refrigerante, da velocidade mássica e do título na entrada da seção de teste.

2.1. Aparato experimental

Um esquema do aparato experimental utilizado está representado na Fig. 1. No circuito principal, onde o inventário é avaliado, há uma microbomba que é utilizada para bombear o fluido até o medidor de vazão (tipo turbina) e um pré-aquecedor feito de tubo de cobre aquecido por resistência elétrica. A potência elétrica foi ajustada por meio de um controlador de modo a garantir que o título do fluido refrigerante seja o desejado. A saída do pré-aquecedor é conectada à entrada do condensador usando um tubo isolado de 1,5 m que mantém o título constante. Finalmente, o fluido é condensado, sub-resfriado e retorna para a bomba. O condensador é um trocador de calor de tubos concêntricos, onde o refrigerante escoa no tubo interno em contracorrente com água fria na seção anular. A água fria é fornecida por um circuito de refrigeração auxiliar com controle de temperatura da água na entrada do trocador de calor.

A pressão do sistema é regulada pela temperatura no condensador e que, posteriormente, foi refinada com a ajuda de um pequeno tanque de refrigerante conectado ao circuito principal. Esse tanque atua como um acumulador, ou seja, um equipamento projetado que permite retirar ou adicionar fluido primário ao sistema e, assim, medir a massa presente no banco de testes, pois a variação de massa em seu interior, constantemente avaliada por meio de uma balança digital, indica a massa adicionada ou retirada do banco de testes. Essa adição ou remoção de fluido é obtida através da variação interna de pressão do acumulador junto ao circuito principal. Essa variação interna de pressão é obtida circulando água fria ou quente em seu interior.

Todo o dispositivo possui diâmetro interno de 4,77 mm e está isolado para minimizar perdas térmicas (<5% de perdas de calor foram observadas). As temperaturas e pressões do refrigerante foram medidas em diversas posições ao longo do circuito, para se determinar os estados termodinâmicos. As propriedades do refrigerante foram calculadas a partir do *Engineering Equation Solver* (EES, desenvolvido pela F-Chart Software).

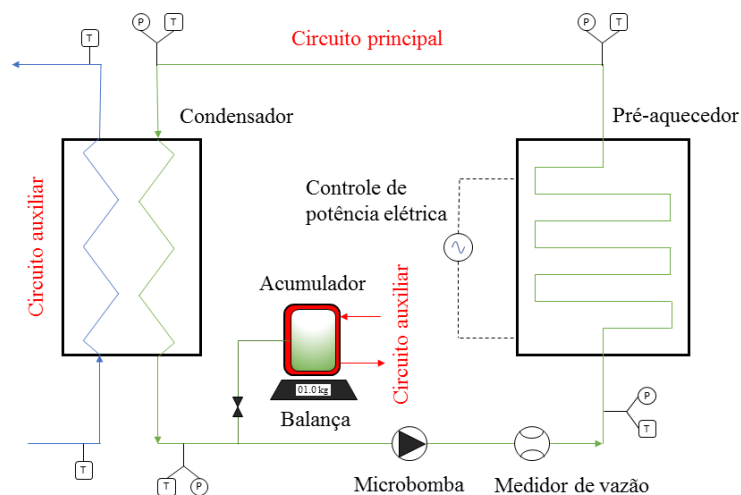


Figura 1. Esquema do dispositivo experimental.

2.2. Análise de incertezas

As análises de incertezas foram realizadas para avaliar a qualidade e a reprodutibilidade dos dados experimentais. O procedimento demonstrado por Moffat (1988) foi utilizado como base para essas análises. A precisão conhecida dos instrumentos (medidores de vazão da água e refrigerante, medidor de corrente, medidor de tensão, medidores de pressão e balança) alinhada com a precisão da calibração dos termopares, foram utilizadas para avaliar as incertezas nos parâmetros calculados, como título e velocidade mássica. As incertezas estão resumidas na Tab. 1.

Tabela 1. Incertezas.

Parâmetro	Incerteza
Diâmetro interno	$\pm 0,4 \%$
Comprimento do tubo	$\pm 0,1 \%$
Vazão mássica do refrigerante	$\pm 2,5 \%$
Vazão mássica da água	$\pm 1,7 \%$
Corrente elétrica	$\pm 1,5 \%$
Tensão	$\pm 1,8 \%$
Pressão	$\pm 0,2 \text{ bar}$
Temperatura	$\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Massa de fluido refrigerante	$\pm 0,5 \text{ g}$
Velocidade mássica do refrigerante	$\pm 3,4 \%$
Título	$\pm 4,8 \%$

2.3. Condições experimentais

Os testes experimentais foram feitos utilizando R134a e R1234yf e todas as condições experimentais foram avaliadas para ambos os fluidos. Os valores de velocidade mássica utilizados foram 300 e 400 kg/m²s. As temperaturas de saturação utilizadas foram de 25 °C e 30 °C. A variação de título nos experimentos ficou no intervalo de 0 a 1.

3. MODELO MATEMÁTICO

3.1. Conceitos básicos

Um modelo matemático foi desenvolvido para estimativa da massa de fluido no dispositivo experimental. Os dados de entrada do circuito principal são vazão mássica, título na seção de testes, temperaturas de sub-resfriamento e saturação. Além disso, é necessário conhecer a vazão mássica, temperatura na entrada e saída da água no condensador. Outro aspecto importante para o modelo é conhecer os parâmetros geométricos como os diâmetros e comprimentos dos tubos em cada seção. Esse estudo apresenta um método para predição de inventário de sistemas de refrigeração baseado nos trabalhos de Porto *et al.* (2013) e Otaki, (1971).

O primeiro passo é calcular a massa de líquido sub-resfriado ($M_{l,sub}$) na seção que conecta a saída do condensador à entrada do pré-aquecedor.

$$M_{l,sub} = \rho_{l,sub} V_{l,sub} \quad (1)$$

onde $V_{l,sub}$ e $\rho_{l,sub}$ são, respectivamente, o volume da seção mencionada acima e a massa específica do fluido refrigerante à temperatura de sub-resfriamento.

O segundo passo é calcular os comprimentos das regiões líquida ($L_{l,pre}$) e bifásica ($L_{b,pre}$) no pré-aquecedor, que podem ser melhor entendidos através da Fig. 2.

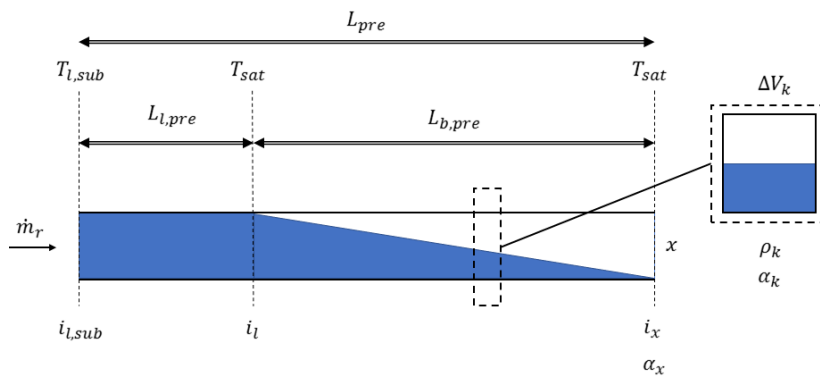


Figura 2. Esquema do pré-aquecedor.

Considerando um fluxo de calor constante no pré-aquecedor e aplicando a primeira lei da termodinâmica:

$$L_{l,pre} = \left(\frac{i_l - i_{l,sub}}{i_x - i_{l,sub}} \right) L_{pre} \quad (2)$$

onde i_l , $i_{l,sub}$ e i_x são, respectivamente, as entalpias específicas de líquido saturado, líquido sub-resfriado e da mistura bifásica na saída do pré-aquecedor.

Então, a massa de líquido é calculada multiplicando a massa específica do refrigerante (utilizando a média das temperaturas $((T_{l,sub} + T_{sat})/2))$ pelo volume da região líquida.

$$M_{l,pre} = \frac{\pi}{4} \rho_{l,pre} L_{l,pre} D^2 \quad (3)$$

Para o terceiro passo, a massa bifásica é um pouco mais complicada de se encontrar, pois a massa específica do refrigerante varia significativamente e de forma não-linear. Assim, para obter resultados precisos, a região de evaporação deve ser dividida em N volumes de controle (a análise de malha mostrou um N mínimo igual a 150), a massa específica deve ser considerada diferente em cada um desses volumes e que o título varia linearmente com o comprimento. Então, a massa em cada volume de controle é calculada pelo produto da massa específica bifásica local (ρ_k) pelo volume do volume de controle (ΔV_k).

$$M_{b,pre} = \sum_{k=1}^N (\rho_k \Delta V_k) \quad (4)$$

$$\rho_k = \rho_v \alpha_k + \rho_l (1 - \alpha_k) \quad (5)$$

$$\Delta V_k = \frac{\pi}{4N} L_{b,pre} D^2 \quad (6)$$

onde ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido saturado e vapor saturado, respectivamente, e α_k é a fração de vazio, que é função do título. $L_{b,pre}$ é o comprimento da região de evaporação, que é obtido subtraindo o comprimento da região líquida do comprimento total do pré-aquecedor.

O quarto passo é calcular a massa do escoamento bifásico na seção entre a saída do pré-aquecedor e a entrada do condensador. O título é constante, então a massa é:

$$M_b = \frac{\pi}{4} L_b D^2 (\rho_v \alpha_x + \rho_l (1 - \alpha_x)) \quad (7)$$

onde L_b é o comprimento dessa seção e α_x é a fração de vazio na saída do pré-aquecedor.

O quinto e sexto passos são calcular a massa de líquido e a de mistura bifásica no condensador, respectivamente. Nesse trocador, o refrigerante escoa em contracorrente com a água conforme demonstrado na Fig. 3. Desconsiderando a resistência da parede, o balanço de energia entre o lado do refrigerante e a lado da água na seção de sub-resfriamento resulta nas Eqs. (8)-(10).

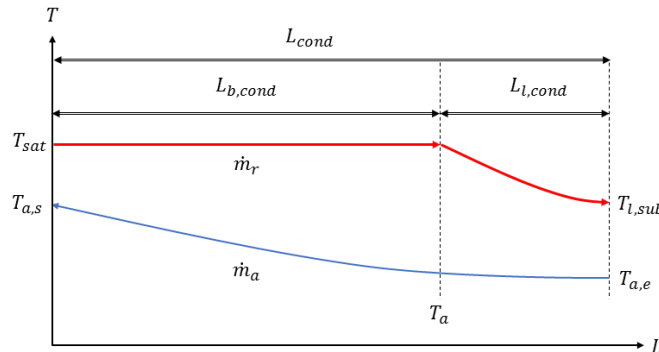


Figura 3. Distribuição de temperaturas no condensador.

$$\dot{m}_r (i_l - i_{l,sub}) = \dot{m}_a C_{p,a} (T_a - T_{a,e}) = \pi L_{l,cond} U_{l,cond} \Delta T_{l,cond} D \quad (8)$$

$$U_{l,cond} = \left(\frac{1}{h_l} + \frac{1}{h_a} \right) \quad (9)$$

$$\Delta T_{l,cond} = \frac{(T_{sat} - T_a) - (T_{l,sub} - T_{a,e})}{\ln \frac{(T_{sat} - T_a)}{(T_{l,sub} - T_{a,e})}} \quad (10)$$

onde $\dot{m}_r$ é a vazão mássica do refrigerante, $\dot{m}_a$ e $C_{p,a}$ representam, respectivamente, a vazão mássica e o calor específico da água. Ainda, $L_{l,cond}$ e $\Delta T_{l,cond}$ são o comprimento e a diferença de temperatura média logarítmica da região líquida, respectivamente. $U_{l,cond}$ é o coeficiente global de transferência de calor, que é função de h_l e h_a , coeficientes de transferência de calor do refrigerante e da água, respectivamente. O valor de $C_{p,a}$ varia pouco e pode ser calculado em função da temperatura média entre a água que entra e a água que sai $((T_{a,e} + T_{a,s})/2)$. Então, a massa de líquido sub-resfriado no condensador ($M_{l,cond}$) é calculada multiplicando a massa específica do refrigerante (usando a temperatura média $((T_{l,sub} + T_{sat})/2))$ pelo volume da região líquida.

$$M_{l,cond} = \frac{\pi}{4} \rho_{l,cond} L_{l,cond} D^2 \quad (11)$$

Finalmente, o comprimento da região de condensação ($L_{b,cond}$) é obtido subtraindo o comprimento da região líquida do comprimento total do condensador. O procedimento para calcular a massa de refrigerante constitui em dividir a região de condensação em N volumes de controle com igual distribuição de energia, conforme demonstrado na Fig. 4.

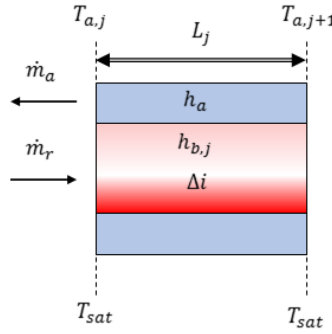


Figura 4. Volume de controle na região de condensação.

As Eqs. (12)-(14) apresentam o balanço de energia para calcular o comprimento do volume de controle (L_j), desconsiderando a resistência da parede. Esse balanço de energia depende do coeficiente de transferência de calor interno ($h_{b,j}$) que varia de forma não-linear.

$$\dot{m}_r \left(\frac{i_x - i_l}{N} \right) = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{a,j} - T_{a,j+1}) = \pi L_j U_j \Delta T_j D \quad (12)$$

$$U_j = \left(\frac{1}{h_{b,j}} + \frac{1}{h_a} \right) \quad (13)$$

$$\Delta T_{b,cond} = \frac{(T_{sat} - T_{a,j}) - (T_{sat} - T_{a,j+1})}{\ln \frac{(T_{sat} - T_{a,j})}{(T_{sat} - T_{a,j+1})}} \quad (14)$$

Na maioria das vezes, o coeficiente de transferência de calor interno depende da temperatura da parede do tubo, que é desconhecida. A distribuição de temperaturas na parede do tubo é calculada através de um método iterativo até satisfazer a Eq. (15).

$$L_{b,cond} \approx \sum_{j=1}^N L_j \quad (15)$$

Então, a massa na seção de condensação é calculada por:

$$M_{b,cond} = \frac{\pi}{4} D^2 \sum_{j=1}^N (\rho_v \alpha_j + \rho_l (1 - \alpha_j)) L_j \quad (16)$$

A quantidade total de massa no sistema é:

$$M = M_{l,sub} + M_{l,pre} + M_{b,pre} + M_b + M_{b,cond} + M_{l,cond} \quad (17)$$

No modelo, o coeficiente de transferência de calor do líquido foi calculado utilizando a correlação de Gnielinski (1976) para ambos os fluidos. O coeficiente de troca de calor do refrigerante na condensação foi calculado usando a correlação de Shah, (2017). A fração de vazio é o parâmetro mais importante de todo o sistema a fim de se obter resultados precisos.

3.2. Correlações de fração de vazio

Existem diversas correlações que podem ser utilizadas para encontrar a fração de vazio em sistemas com escoamento bifásico e elas podem ser classificadas em cinco categorias: modelo homogêneo, correlações baseadas na razão de deslizamento, correlações $K\alpha_{hom}$, correlações baseadas no fluxo de massa e correlações empíricas.

O modelo homogêneo trata as fases líquida e gasosa como uma mistura homogênea escoando com a mesma velocidade. A fração de vazio pode ser expressa por:

$$\alpha_{hom} = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (18)$$

As correlações baseadas na razão de deslizamento (S) consideram a razão entre a velocidade da fase gasosa e a velocidade da fase líquida. Elas são da forma:

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) S \right]^{-1} \quad (19)$$

As correlações $K\alpha_{hom}$, como o próprio nome indica, são correlações baseadas no modelo homogêneo multiplicado por um coeficiente K .

As correlações baseadas no fluxo de massa expressam a fração de vazio como função da distribuição do parâmetro C_0 e a velocidade mássica u_{gm} , a velocidade superficial do gás u_{sg} e a velocidade da mistura bifásica u_m .

$$\alpha = \frac{u_{sg}}{C_0 u_m + u_{gm}} \quad (20)$$

As correlações empíricas são correlações que utilizam o parâmetro de Lockhart-Martinelli X , o número de Reynolds Re , o número de Froude Fr e outros parâmetros adimensionais. A Tab. 2 apresenta as correlações mais relevantes disponíveis na literatura que podem ser utilizadas para o cálculo da fração de vazio nesse estudo.

Tabela 2. Correlações de fração de vazio.

Autor (es)	Tipo
Modelo Homogêneo	-
Zivi (1964)	Razão de deslizamento
Hughmark (1965)	$K\alpha_{hom}$
Premoli <i>et al.</i> (1970)	Razão de deslizamento
Domanski e Didion (1983)	Empírica
Steiner (1993)	Fluxo de massa
Xu e Fang (2014)	Empírica
Kanizawa e Ribatski (2016)	Empírica

4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Esta seção apresenta os resultados experimentais do inventário de massa em função das condições de operação utilizadas nos testes. A influência de diferentes parâmetros na quantidade de massa de fluido refrigerante foi investigada. Os parâmetros velocidade mássica, título e temperatura de saturação foram variados. Um total de 30 e 40 testes experimentais foram feitos para o R134a e para o R1234yf, respectivamente.

4.1. Efeitos da velocidade mássica

A Figura 5 apresenta o efeito da velocidade mássica na massa de refrigerante em função do título em duas diferentes temperaturas de saturação. Como pode ser observado, para valores de título entre 0,1 e 0,5, a massa permanece quase que constante conforme a velocidade mássica aumenta para ambos os fluidos e em qualquer temperatura de saturação. Essa tendência pode ser explicada considerando a razão de deslizamento, que controla a fração de vazio, e, consequentemente, a quantidade de massa. Em valores de título mais baixos, a velocidade mássica não influencia os padrões de escoamento a bolhas ou a bolsas e a razão de deslizamento parece não afetar. Assim, nenhum efeito da velocidade mássica na quantidade de massa é visível. Adicionalmente, quando o título excede 0,5, a quantidade de massa diminui com o aumento da velocidade mássica, pois velocidades mássicas maiores causam a transição do escoamento estratificado para o anular, e a razão de deslizamento e os padrões de escoamento bifásicos passam a ter um papel mais importante no mecanismo de mudança de fase.

4.2. Efeitos da temperatura de saturação

A quantidade de massa de fluido sob duas temperaturas de saturação diferentes e duas velocidades mássicas constantes é apresentada na Fig. 6. Uma quantidade de massa levemente maior foi obtida na temperatura de saturação maior. Para esse estudo os experimentos foram realizados para um curto intervalo de temperaturas de saturação e um intervalo maior deve ser checado. A influência da temperatura de saturação nas propriedades termodinâmicas para os dois refrigerantes é claramente reflexo dos baixos valores de tensão superficial e razões de massa específica e viscosidade (líquido/vapor) da Tab. 3. A baixa razão de massa específica resulta numa velocidade de vapor reduzida (Pamitran *et al.*, 2011), o que causa então uma razão de deslizamento mais baixa e uma quantidade de massa mais alta.

4.3. Efeitos do título

Os efeitos do título na quantidade de massa são demonstrados nas Figs. 5 e 6. A massa em um sistema de refrigeração varia de forma não-linear com o título pois a fração de vazio tem comportamento similar. Os padrões bifásicos variam com o título e isso resulta em uma variação não-linear da razão de deslizamento.

4.4. Efeitos do refrigerante

As Figuras 5 e 6 apresentam os resultados coletados nos testes experimentais. É possível verificar que o R134a tem uma quantidade de massa menor que o R1234yf em valores de título mais altos. Isso é esperado pois o R1234yf tem uma massa específica de vapor um pouco mais alta que o R134a. Em valores de título mais baixos ocorre a tendência inversa, pois o R1234yf tem uma massa específica de líquido menor que o R134a.

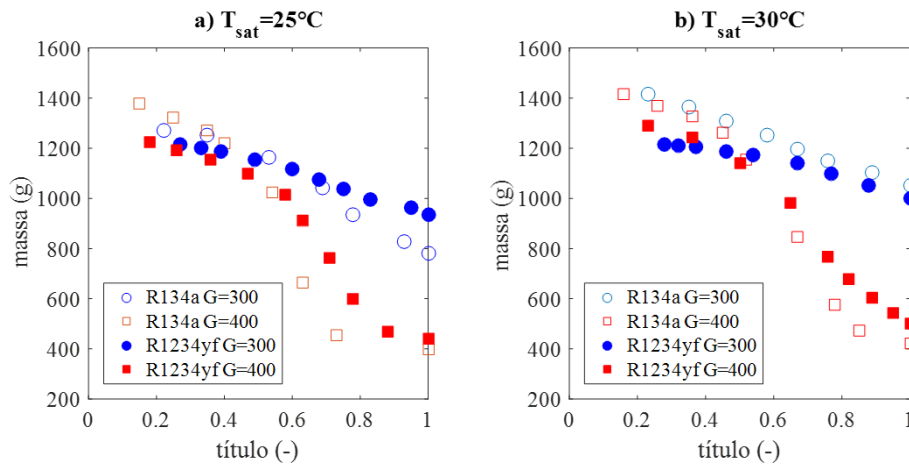


Figura 5. Efeito da velocidade mássica (G em kg/m^2s) na quantidade de massa em duas temperaturas de saturação diferentes: a) $T_{sat} = 25^\circ C$; b) $T_{sat} = 30^\circ C$.

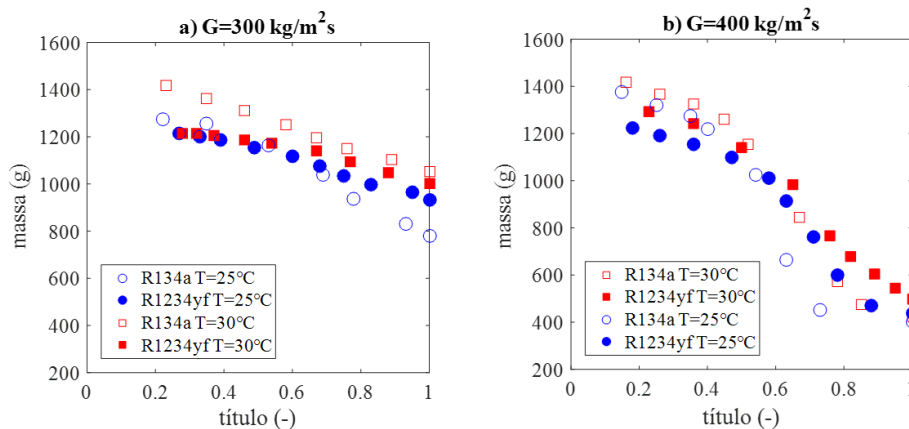


Figura 6. Efeito da temperatura de saturação na quantidade de massa para duas velocidades mássicas diferentes: a) $G = 300 kg/m^2s$; b) $G = 400 kg/m^2s$.

Tabela 3. Propriedades termodinâmicas do R134a e R1234yf sob condições de operação similares.

Fluido	T_{sat} $^\circ C$	P_{sat} bar	σ $mN.m^{-1}$	ρ_l $kg.m^{-3}$	ρ_v	ρ_l/ρ_v	μ_l mPa.s	μ_v	μ_l/μ_v
R134a	25	6,62	8,05	1207,3	32,20	37,49	0,1953	0,0117	16,69
	30	7,67	7,40	1188,0	37,37	31,79	0,1835	0,0119	15,42
R1234yf	25	6,80	6,19	1092,5	37,76	28,93	0,1454	0,0125	11,63
	30	7,80	5,58	1073,9	43,54	24,66	0,1366	0,0128	10,67

5. COMPARAÇÃO COM CORRELAÇÕES DA LITERATURA

Os dados experimentais obtidos foram comparados com um modelo desenvolvido que utiliza correlações conhecidas da literatura para fração de vazio. Essa comparação é feita em termos do erro percentual absoluto médio (EPAM).

$$EPAM = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{M_{pred} - M_{exp}}{M_{exp}} \right| 100 \quad (22)$$

Um resumo das comparações realizadas para cada correlação é dado na Tab. 4. Os números em negrito são as quatro melhores estimativas usando o EPAM para cada caso. Para o R134a, as melhores correlações são aquelas propostas por

Zivi (1964), Hughmark (1965), Xu e Fang (2014) e Kanizawa e Ribatski (2016) com erros médios menores que 13%. Para o R1234yf, as correlações de Zivi (1964), Hughmark (1965), Premoli *et al.* (1970) e Steiner (1993) apresentaram erros médios menores que 14%. Finalmente, considerando todos os dados experimentais, as melhores estimativas foram obtidas pelas correlações de Zivi (1964), Hughmark (1965), Premoli *et al.* (1970) e Kanizawa e Ribatski (2016), com erros médios entre 12% e 13,6%.

Tabela 4. Valores de EPAM para os dados experimentais de quantidade de massa.

Modelo	R134a	R1234yf	Ambos os fluidos
Modelo Homogêneo	24,20	23,64	23,92
Zivi (1964)	12,17	11,86	12,02
Hughmark (1965)	13,35	12,30	12,83
Premoli <i>et al.</i> (1970)	13,57	13,20	13,39
Domanski e Didion (1983)	16,99	18,57	17,78
Steiner (1993)	13,66	13,64	13,65
Xu e Fang (2014)	12,95	15,04	14,00
Kanizawa e Ribatski (2016)	12,60	14,47	13,54

A Figura 7 apresenta uma distribuição cumulativa dos dados experimentais no erro máximo para cada uma das quatro melhores correlações. Por exemplo, todas as correlações apresentam aproximadamente 100% de dados experimentais para ambos os fluidos em $\pm 30\%$ de erro. A correlação de Zivi (1964) estima 70% dos dados experimentais dentro de um erro de $\pm 15\%$. A correlação de Kanizawa e Ribatski (2016) tem 60% dos dados dentro de um erro de $\pm 15\%$.

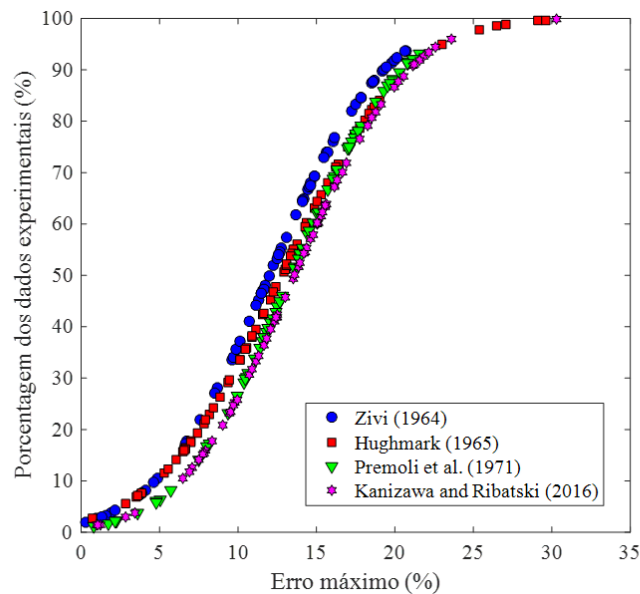


Figura 7. Porcentagem de dados experimentais em função do erro máximo.

6. CONCLUSÕES

Os inventários de fluido refrigerante em um sistema de refrigeração trabalhando com R134a e R1234yf sob amplas condições de operação em canal liso foram reportados nesse artigo. Os dados experimentais também foram comparados com um modelo desenvolvido que utiliza correlações de fração de vazio da literatura. As principais conclusões são:

- O refrigerante R1234yf é um bom substituto principalmente em sistemas de ar-condicionado automotivos, ainda que, recentemente, outros sistemas têm sido estudados como refrigeradores domésticos e bombas de calor;
- A revisão bibliográfica permitiu observar que há muitos estudos sobre o R1234yf publicados, porém não há estudos sobre o inventário em um sistema de refrigeração. Esse é o ponto mais importante e inovador desse artigo;
- Os efeitos do título, temperatura de saturação e velocidade mássica na quantidade de massa para R134a e R1234yf foram analisados. Os resultados obtidos mostraram que, fixadas a velocidade mássica e o título na saída do pré-aquecedor, temperaturas de ebulição maiores implicaram maior quantidade de massa de fluido no sistema. Já quando a temperatura de ebulição e o título são mantidos fixos, velocidades mássicas menores implicaram presença de maior quantidade de massa;

- Comparando os dois fluidos, R134a apresentou menor quantidade de massa que R1234yf nas condições utilizadas no evaporador e condensador (valores de título altos). Para uma temperatura de saturação de 25 °C e título igual a 1, as diferenças apresentadas são de 9,5% e 16,4%, para velocidades mássicas de 400 kg/m²s e 300 kg/m²s, respectivamente. Tais diferenças podem ser consideradas baixas, dispensando modificações significativas em, por exemplo, um sistema de retrofitting;
- Os resultados experimentais foram comparados com correlações semi-empíricas disponíveis na literatura. As correlações de Zivi (1964), Hughmark (1965), Premoli *et al.* (1970) e Kanizawa e Ribataski (2016) são capazes de estimar os pontos experimentais com valores de erro médio muito próximos entre si. Dentre as quatro, Zivi (1964) se destaca com um erro médio de 12,0%.

7. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi apoiado pelo CNPq - Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, pela CAPES - Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior e pela FAPEMIG - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais.

8. REFERÊNCIAS

- Anwar, Z.; Palm, B.; Khodabandeh, R. Flow boiling heat transfer, pressure drop and dryout characteristics of R1234yf: Experimental results and predictions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 66, p. 137–149, 2015.
- Belman-Flores, J. M.; Rangel-Hernández, V. H.; *et al.* Energy and exergy analysis of R1234yf as drop-in replacement for R134a in a domestic refrigeration system. *Energy*, v. 132, p. 116–125, 2017a.
- Belman-Flores, J. M.; Rodríguez-Muñoz, A. P.; *et al.* Experimental study of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a domestic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 81, p. 1–11, 2017b.
- BOC. R1234yf Opteon® YF. Automotive refrigerant with low global warming potential. *Linde Group*, 2015.
- Botticella, F. *et al.* Multi-criteria (thermodynamic, economic and environmental) analysis of possible design options for residential heating split systems working with low GWP refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 2017.
- Choi, K.-I. *et al.* Comparison of heat transfer coefficient during evaporation of natural refrigerants and R-1234yf in horizontal small tube. *International Journal of Refrigeration*, v. 41, p. 210–218, 2014.
- Del Col, D. *et al.* Flow boiling of R1234yf in a 1 mm diameter channel. *International Journal of Refrigeration*, v. 36, n. 2, p. 353–362, 2013.
- Del Col, D.; Torresin, D.; Cavallini, A. Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf. *International Journal of Refrigeration*, v. 33, n. 7, p. 1307–1318, 2010.
- Domanski, P.; Didion, D. Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion device. *Final Report National Bureau of Standards, Washington, DC. National Engineering Lab.*, 1983.
- Fang, Y. *et al.* Drop-in replacement in a R134 ejector refrigeration cycle by HFO refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, v. 77, p. 87–98, 2017.
- Gnielinski, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering*, v. 16, n. 2, p. 359–368, 1976.
- Hughmark, G. A. Holdup and heat transfer in horizontal slug gas-liquid flow. *Chemical Engineering Science*, v. 20, n. 12, p. 1007–1010, 1965.
- Illán-Gómez, F. *et al.* Experimental two-phase heat transfer coefficient and frictional pressure drop inside mini-channels during condensation with R1234yf and R134a. *International Journal of Refrigeration*, v. 51, p. 12–23, 2015.
- Kanizawa, F. T.; Ribataski, G. Void fraction predictive method based on the minimum kinetic energy. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 38, n. 1, p. 209–225, 2016.
- Lee, Y.; Jung, D. A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications. *Applied Thermal Engineering*, v. 35, p. 240–242, 2012.
- Li, M.; Dang, C.; Hihara, E. Flow boiling heat transfer of HFO1234yf and R32 refrigerant mixtures in a smooth horizontal tube: Part I. Experimental investigation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 55, n. 13, p. 3437–3446, 2012.
- Lu, M.-C.; Tong, J.-R.; Wang, C.-C. Investigation of the two-phase convective boiling of HFO-1234yf in a 3.9mm diameter tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 65, p. 545–551, 2013.
- Mastrullo, R. *et al.* Critical heat flux: Performance of R1234yf, R1234ze and R134a in an aluminum multi-minichannel heat sink at high saturation temperatures. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 106, p. 1–17, 2016.
- Mastrullo, R.; Mauro, A. W.; Viscito, L. Experimental CHF for low-GWP fluids and R134a. Effect of the Lh/D ratio at low and high mass velocities. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 109, p. 1200–1216, 2017.
- Moffat, R. J. Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 1, n. 1, p. 3–17, 1988.
- Mortada, S. *et al.* Boiling heat transfer and pressure drop of R-134a and R-1234yf in minichannels for low mass fluxes. *International Journal of Refrigeration*, v. 35, n. 4, p. 962–973, 2012.
- Nawaz, K. *et al.* R1234yf and R1234ze(E) as low-GWP refrigerants for residential heat pump water heaters. *International Journal of Refrigeration*, v. 82, p. 348–365, 2017.
- Otaki, T. Holding refrigerant in refrigeration unit. *Progress in Refrigeration Science*, 1971.

- Padilla, M. *et al.* Flow regimes and two-phase pressure gradient in horizontal straight tubes: Experimental results for HFO-1234yf, R-134a and R-410A. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 35, n. 6, p. 1113–1126, 2011.
- Pamitrán, A. S. *et al.* Evaporation heat transfer coefficient in single circular small tubes for flow natural refrigerants of C3H8, NH3, and CO2. *International Journal of Multiphase Flow*, v. 37, n. 7, p. 794–801, 2011.
- Porto, M. P.; Koury, R. N. N.; Machado, L. An alternative method to estimate refrigeration system inventory. *Applied Thermal Engineering*, v. 52, n. 2, p. 313–320, 2013.
- Premoli, A.; Francesco, D.; Prina, A. An empirical correlation for evaluating two-phase mixture density under adiabatic conditions. 1970, [S.l.: s.n.], 1970. p. 51.
- Qi, Z. Experimental study on evaporator performance in mobile air conditioning system using HFO-1234yf as working fluid. *Applied Thermal Engineering*, v. 53, n. 1, p. 124–130, 2013.
- Qi, Z. Performance improvement potentials of R1234yf mobile air conditioning system. *International Journal of Refrigeration*, v. 58, p. 35–40, 2015.
- Saitoh, S. *et al.* Boiling heat transfer of HFO-1234yf flowing in a smooth small-diameter horizontal tube. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, n. 8, p. 1846–1853, 2011.
- Sánchez, D. *et al.* Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives. *International Journal of Refrigeration*, v. 74, p. 269–282, 2017.
- Sempértegui-Tapia, D. F.; Ribatski, G. Flow boiling heat transfer of R134a and low GWP refrigerants in a horizontal micro-scale channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 108, p. 2417–2432, 2017a.
- Sempértegui-Tapia, D. F.; Ribatski, G. Two-phase frictional pressure drop in horizontal micro-scale channels: Experimental data analysis and prediction method development. *International Journal of Refrigeration*, v. 79, p. 143–163, 2017b.
- Shah, M. M. Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels. *International Journal of Refrigeration*, v. 74, p. 606–626, 2017.
- Steiner, D. *Heat transfer to boiling saturated liquids*. VDI-Wärmeatlas. [S.l.]: Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen GCV, Düsseldorf. , 1993
- Wang, L.; Dang, C.; Hihara, E. Experimental study on condensation heat transfer and pressure drop of low GWP refrigerant HFO1234yf in a horizontal tube. *International Journal of Refrigeration*, v. 35, n. 5, p. 1418–1429, 2012.
- Xu, Y.; Fang, X. Correlations of void fraction for two-phase refrigerant flow in pipes. *Applied Thermal Engineering*, v. 64, n. 1, p. 242–251, 2014.
- Zivi, S. M. Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production. *Journal of Heat Transfer*, 10.1115/1.3687113, v. 86, n. 2, p. 247–251, 1964.

9. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

EXPERIMENTAL STUDY AND SIMULATION MODEL FOR INVENTORY DETERMINATION IN REFRIGERATION SYSTEMS WORKING WITH FLUIDS R134a AND R1234yf

Túlio da Motta Corrêa, tuliodamotta@gmail.com

Gleberon Marques Humia, ghumia@dpfo.ufmg.br

Ivana de Fátima Cavaleiro de Macêdo Braga, ivanacmb@yahoo.com.br

Juan Jose Garcia Pabon, langa_27@hotmail.com

Luiz Machado, luizm@demec.ufmg.br

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, Avenida Antônio Carlos 6627, Campus Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - MG

Abstract: The present work is a theoretical/experimental study on the refrigerant charge inventory in refrigeration systems working with fluids R134a and R1234yf. R134a is a fluid with ozone depletion potential (ODP) equal to 0, but with a high global warming potential (GWP) of 1430. R1234yf with ODP equal to 0 and GWP of 1, has emerged as a replacement for R134a. The effects of vapor quality (0-1), mass flux (300 kg/m²s and 400 kg/m²s), and saturation temperature (25 °C and 30 °C) on refrigerant mass distributions were experimentally investigated in a 4.7 mm internal diameter tube. A total of 70 experimental points were analyzed and compared with a theoretical model using 8 different correlations for void fraction determination. The best results for mass prediction were obtained by Zivi and Hughmark correlations with mean absolute error of 12% and 13%, respectively.

Keywords: inventory, void fraction, R134a, R1234yf