

AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE TUBOS CAPILARES ADIABÁTICOS UTILIZANDO MISTURAS DE FLUIDOS REFRIGERANTES

Cláudio Melo^(*)

Luis Antônio Torquato Vieira

Universidade Federal de Santa Catarina

Departamento de Engenharia Mecânica

88040-900 – Florianópolis – SC

Fone: 48 234 5691 – Fax: 48 234 5166

e.mail: melo@nrva.ufsc.br

(*) Autor para correspondência

Resumo: *Tubos capilares são largamente utilizados como dispositivos de expansão em sistemas comerciais de refrigeração. Nestes sistemas o refrigerante mais empregado é o R-22, o qual em função de questões ambientais está sendo gradativamente substituído por algumas misturas de refrigerantes, dentre as quais destacam-se o R-507a, o R-404a e o R-407c. Para estes refrigerantes poucas são as informações disponíveis na literatura que permitam o projeto adequado de um tubo capilar para uma dada aplicação. Métodos de dimensionamento de tubos capilares para aplicação em sistemas de refrigeração que utilizam misturas de refrigerantes precisam então ser desenvolvidos. O foco do presente trabalho reside na análise experimental de tubos capilares adiabáticos especificamente para aplicações de refrigeração comercial. Para tanto uma bancada experimental foi projetada e construída para controlar e medir as variáveis relevantes do problema (pressões, temperaturas e fluxo de massa). Os experimentos foram planejados em base estatística, utilizando-se parâmetros com dois e três níveis de variação. A base de dados obtida permitiu a geração de correlações adimensionais capazes de prever o fluxo de massa de R-22, R-507a, R-404a e R-407c através de um determinado tubo capilar. Comparações com a correlação proposta pela ASHRAE são também apresentadas e discutidas.*

Palavras-chave: *Tubo capilar, Misturas de refrigerantes, Dispositivo de expansão.*

1. INTRODUÇÃO

Tubos capilares são tubos de pequeno diâmetro, geralmente de cobre, universalmente empregados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração de pequeno e médio porte. Dentre suas principais características destacam-se a inexistência de partes móveis, o baixo custo e a capacidade de equalização das pressões do sistema, o que possibilita o uso de compressores com menor torque de partida.

Em contrapartida, por não possuírem partes móveis, os tubos capilares não se adaptam às variações das condições de operação do sistema. Sistemas de refrigeração que utilizam tubos capilares possuem, portanto, um único ponto ótimo de operação. Afastamentos deste ponto são sempre acompanhados por uma degradação do coeficiente de performance. A seleção do tubo capilar adequado para uma dada aplicação está, portanto, intimamente relacionada com o desempenho do sistema de refrigeração.

Construtivamente um tubo capilar é bastante simples, embora o escoamento no seu interior seja relativamente complexo. Como ilustrado na Fig. (1), o fluido refrigerante deixa o condensador e chega no tubo capilar geralmente na condição de líquido saturado ou subresfriado. Na medida em que o escoamento se desenvolve a pressão decresce por efeitos viscosos e o fluido se aproxima da condição de saturação. Existem, portanto, duas regiões distintas num tubo capilar; a região líquida e a região bifásica. Na região bifásica a pressão decresce tanto por efeitos viscosos como de aceleração.

Outro fenômeno importante neste tipo de escoamento é o da metaestabilidade, caracterizado por uma região onde o fluido encontra-se momentaneamente na condição de líquido superaquecido. Esta é uma região de não-equilíbrio termodinâmico, onde a pressão de saturação é superior à pressão local do fluido. A metaestabilidade provoca um atraso no ponto de vaporização, afetando portanto o fluxo de massa do escoamento.

O escoamento pode ainda se tornar bloqueado na saída do tubo capilar. Nesta situação a pressão de evaporação torna-se igual ou inferior a pressão crítica do escoamento. A pressão crítica corresponde à condição de escoamento sônico na saída do tubo capilar, condição a partir da qual a pressão de evaporação deixa de influenciar o escoamento (Stoecker, 1985).

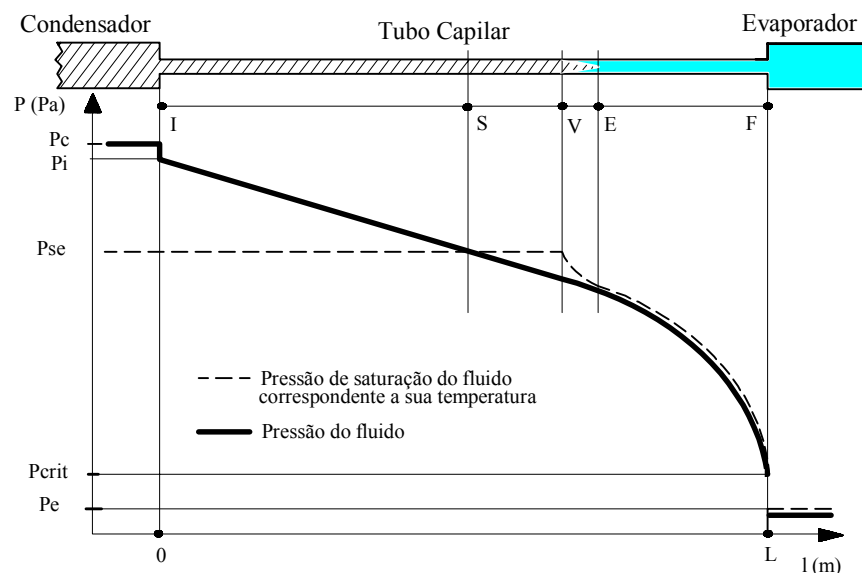


Figura 1. Escoamento típico ao longo de um tubo capilar adiabático

Inúmeros trabalhos científicos foram desenvolvidos ao longo dos últimos 50 anos com o intuito de explorar o escoamento através de tubos capilares e assim estabelecer formas de dimensionamento. Mais recentemente, vários pesquisadores concentraram a atenção no estudo de capilares com misturas de refrigerantes (Kim et al., 2002, Choi et al., 2003, Choi et al., 2004).

Misturas de fluidos refrigerantes são soluções envolvendo dois ou mais componentes. A Fig. (2) mostra um diagrama de fase típico para uma mistura zeotrópica, como o R-407c. A principal característica desse tipo de mistura é a variação de temperatura durante o processo de mudança de fase a pressão constante, o “glide”.

Misturas de alguns fluidos refrigerantes e em determinadas concentrações, no entanto, comportam-se como substâncias simples, ou seja,

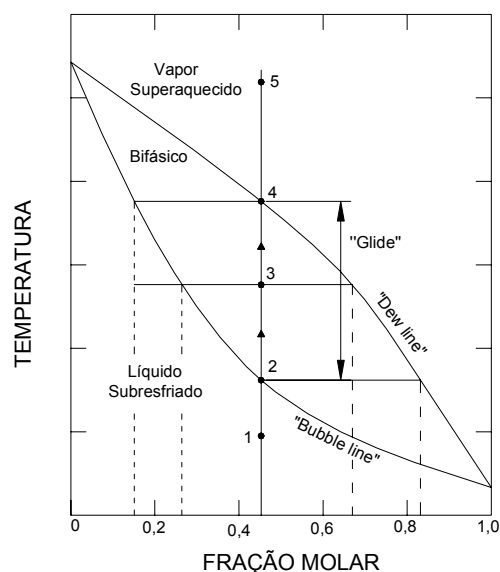


Figura 2. Diagrama de fase

possuem uma única temperatura de saturação para cada pressão. Estas misturas são chamadas de azeotrópicas e dentre elas destaca-se o R-507a. Misturas de fluidos refrigerantes cujo comportamento não é exatamente o de misturas azeotrópicas, mas próximo destas, são denominadas quase-azeotrópicas, como o R-404a. Estas misturas possuem um pequeno “glide” e, como as zeotrópicas, concentrações diferentes nas fases líquida e vapor.

2. BANCADA EXPERIMENTAL

A Bancada de Ensaios de Tubos Capilares (BETC) é um sistema de refrigeração dotado de uma série de dispositivos que permitem uma utilização controlada dentro de uma ampla faixa de condições de operação. A Fig. (3) mostra um esquema da BETC.

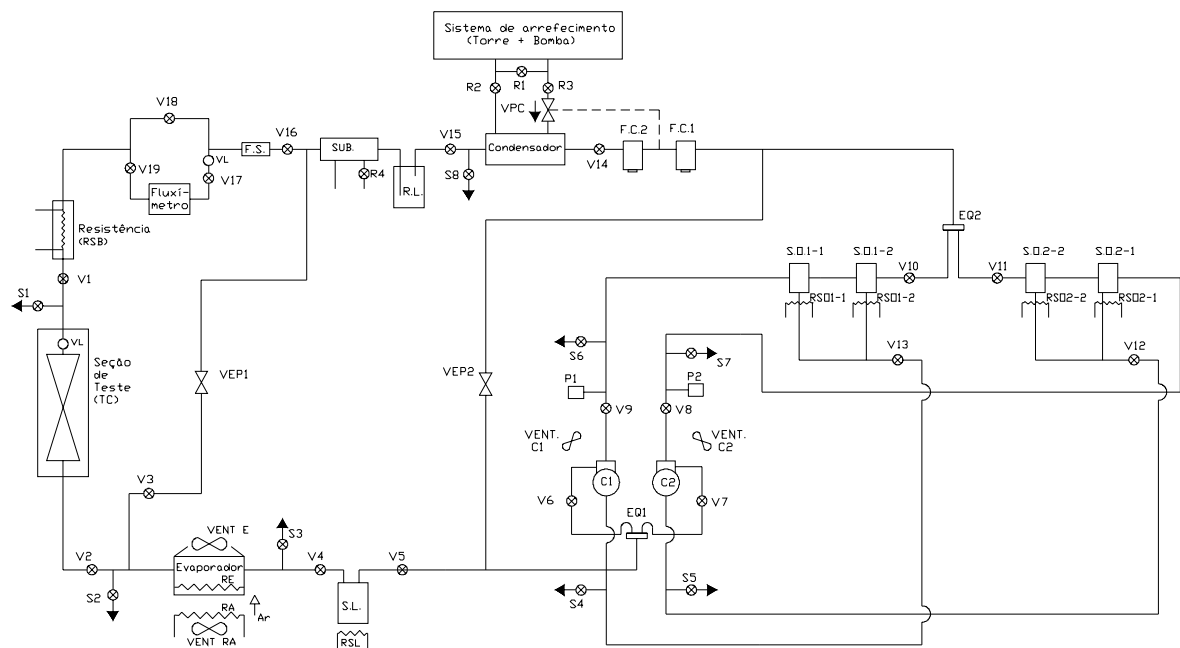


Figura 3. Esquema da bancada de ensaios de tubos capilares

A pressão de condensação é controlada pela troca de calor no condensador. O condensador é um trocador de calor a água, do tipo “tube in tube”. A vazão de água através do trocador é controlada por uma válvula controladora de pressão (VPC), pilotada por uma tomada de pressão posicionada entre os filtros coalescentes. O condensador é isolado com lã de cerâmica a fim de diminuir a variação da pressão de condensação com a temperatura ambiente. A temperatura ambiente durante a realização dos experimentos foi mantida em $21 \pm 3^\circ\text{C}$.

A água do sistema de condensação circula por um circuito secundário formado por uma torre de arrefecimento e pelas válvulas R1, R2, R3 e VPC. A válvula R1 é um by-pass que permite um controle grosseiro da pressão de condensação. As válvulas R2 e R3, interrompem o fluxo de água para o condensador quando a torre é utilizada por um outro sistema.

Um trocador de calor a água (SUB), também do tipo “tube in tube”, é utilizado para aumentar o grau de subresfriamento na saída do condensador. Este trocador está localizado após o reservatório de líquido (RL) e tem o fluxo de água controlado pela válvula R4. O controle final do grau de subresfriamento é realizado através de 4 resistências elétricas (RSB) do tipo tubular em U, em aço inox, com diâmetro de 5,5 mm e comprimento de 750 mm. A potência máxima fornecida por cada resistência é de 800W a 220V. Essas resistências foram dispostas duas a duas em série e isoladas com lã de cerâmica. A potência dissipada pelas resistências é controlada por um controlador digital (PID).

O óleo é separado do fluido refrigerante na descarga do compressor através de quatro separadores de óleo (SO1-1, SO1-2, SO2-1, SO2-2). Estes separadores atuam através de uma bóia, e são conectados ao passador de processo do compressor. Cada compressor utiliza dois separadores de óleo ligados em série e aquecidos por resistências elétricas (RSO1-1, RSO1-2, RSO2-1, RSO2-2) para facilitar o processo de separação do óleo do refrigerante. Além dos separadores de óleo, existem dois filtros coalescentes (FC1, FC2) instalados em série. A eficiência de filtragem do filtro FC1 é de 99,97% e a do FC2 de 99,999%.

A bancada possui várias válvulas (V1 a V19) e oito conexões de serviço (S1 a S8), posicionadas estrategicamente com o objetivo de facilitar a manutenção do sistema. As válvulas de serviço (S1 a S8) são utilizadas para carregar o sistema com fluido refrigerante e também para vácuo e monitoramento das pressões. As válvulas S2 e S8 servem para retirar refrigerante do sistema. As válvulas de serviço S4 e S5 são utilizadas para evacuar a região de sucção dos compressores. As válvulas V17 e V19 são utilizadas para ajustar o zero do medidor de fluxo de massa e a V18 é um by-pass para o sistema de medição de fluxo de massa.

O evaporador é um trocador de calor a ar. O ar é movimentado por dois ventiladores em série (VENT E e VENT RA) e aquecido por dois conjuntos de resistências elétricas (RE e RA). O conjunto RE é formado por duas resistências com potência nominal de 400W, internas ao evaporador. O conjunto de resistências RA é formado por cinco grupos de resistências com potências variando entre 800W a 200W.

3. SEÇÃO DE TESTES

O tubo capilar foi montado no interior de um caixa de madeira parcialmente desmontável, preenchida com blocos de styropor que garantiam o necessário isolamento térmico do tubo capilar. Um pedaço de tubo de $\frac{1}{4}$ ", com conexão de $\frac{1}{4}$ ", foi soldado nas extremidades do tubo capilar, para facilitar a sua substituição. Uma tubulação de $\frac{1}{2}$ " foi fixada por presilhas sobre bases rígidas para deixar o tubo capilar reto e tencionado. A Fig.(4) mostra um esquema da secção de testes.

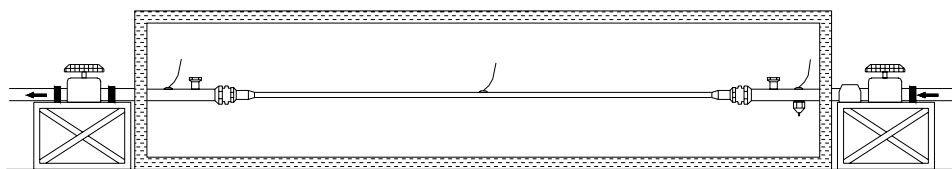


Figura 4. Esquema da secção de testes

Para permitir a leitura das pressões foram efetuados furos com diâmetro aproximado de 2 mm na tubulação de $\frac{1}{2}$ ", os quais foram conectados aos transdutores de pressão através de pequenos pedaços de tubo capilar. As pressões na entrada e na saída do tubo capilar foram lidas por transdutores de pressão absoluta de 50 e 20 bar, com uma incerteza máxima de medição de $\pm 0,01$ bar.

A temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar foi medida por um termopar do tipo T, com 0,13 mm de diâmetro e com incerteza máxima de medição $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$. A tomada de temperatura era formada por uma placa de teflon e por uma conexão do tipo fêmea-macho soldada no tubo de $\frac{1}{2}$ ".

A distribuição de temperatura ao longo dos tubos capilares foi medida através de termopares, fixados sobre a superfície previamente envernizada do tubo e envolvidos com pasta térmica. Os termopares foram fixados com fita adesiva e enrolados em torno do tubo capilar para minimizar eventuais erros associados com a condução de calor.

O fluxo de massa foi medido por um transdutor do tipo Coriolis, composto por um sensor e por uma unidade de tratamento de sinais. O sensor foi montado sobre uma base rígida, plana e estável, utilizando-se mangueiras flexíveis para as tubulações de entrada e saída, como forma de amortecer eventuais vibrações provenientes da bancada. Adicionalmente utilizou-se uma interface para ajustar

a faixa de medição do transdutor ao teste sendo realizado. Esse procedimento garantiu uma incerteza máxima de medição de $\pm 0,28$ kg/h, valor este observado em testes com fluxos de massa superiores a 100kg/h.

4. MEDIÇÃO DO DIÂMETRO INTERNO DOS TUBOS CAPILARES

A medição do diâmetro interno dos tubos capilares é uma atividade fundamental ao tipo de estudo em questão embora, infelizmente, não seja tratada com o devido cuidado por vários pesquisadores. O processo de medição adotado no presente trabalho envolveu a confecção de amostras de tubos capilares utilizando peças de resina epóxi, como ilustrado na Fig. (5). O objetivo é a obtenção de pedaços de tubos capilares isentos de deformações e posicionados perpendicularmente em relação ao plano da amostra.

Os pedaços de tubos foram completamente preenchidos com resina para evitar deformações durante os processos de lixamento e polimento da amostra. A perpendicularidade dos tubos em relação ao plano da amostra também foi garantida como forma de evitar distorções nas medições.

Foram preparadas nove amostras, uma para cada tubo capilar, seguindo os procedimentos indicados por Pottker e Stähelin, (2001). Em cada amostra foram embutidos quatro pedaços de tubo capilar, dois da extremidade de entrada e dois da de saída. As medições foram realizadas utilizando-se apenas os pedaços com melhor acabamento, sendo um da entrada e outro da saída. Foram realizadas seis medições por capilar, utilizando um microscópico com feixes de laser, nas seguintes posições angulares: 0° , 30° , 60° , 90° , 120° e 150° . O diâmetro interno médio foi tomado como a média aritmética simples das doze medições. O processo empregado garantiu uma incerteza máxima de medição de ± 15 μm .



Figura 5. Amostra para medição do diâmetro interno

5. PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

Os experimentos foram planejados tomando-se por base quatro variáveis independentes; duas geométricas (diâmetro interno (d_c) e comprimento (L_c) do tubo capilar e duas operacionais (grau de subresfriamento (ΔT_{sub}) e pressão na entrada do tubo capilar (P_c)). O fluxo de massa (\dot{m}) foi tomado como a variável dependente. Todos os experimentos foram realizados em condições de blocagem, de modo a eliminar a influência da pressão de evaporação.

Para racionalizar o número de experimentos optou-se por planejá-los estatisticamente, através de um projeto fatorial completo e misto de dois e três níveis (Box et al., 1978). Tal técnica permite avaliar o efeito de cada variável independente, bem como o efeito da interação entre elas, sobre a variável dependente.

Os valores obtidos foram correlacionados na forma de grupamentos adimensionais. Os grupamentos adimensionais foram obtidos a partir do Teorema dos Pi de Buckingham (Fox and McDonald, 1998), considerando o fluxo de massa como o parâmetro dependente e como dimensões primárias a massa [M], o comprimento [L] e o tempo [t]. O diâmetro interno do capilar (d_c), a viscosidade (μ_f) e a densidade do fluido refrigerante (ρ_f) foram considerados como parâmetros repetitivos. Os grupamentos adimensionais resultantes são mostrados a seguir:

$$\pi_1 = \dot{m} / d_c \mu_f \quad (1)$$

$$\pi_2 = d_c^2 \rho_f P_c / \mu_f^2 \quad (2)$$

$$\pi_3 = L_c / d_c \quad (3)$$

$$\pi_4 = d_c^2 \rho_f^2 c_p \Delta T_{sub} / \mu_f^2 \quad (4)$$

O grau de subresfriamento para os refrigerantes R-507a, R-404a e R-407c foi definido como a diferença entre o “bubble point”, ou a temperatura de início de vaporização e a temperatura do fluido na entrada do tubo capilar. Para esses fluidos a pressão de entrada foi tomada como a pressão de saturação correspondente à temperatura do “bubble point”. As propriedades dos fluidos foram avaliadas pelo programa REFPROP, sempre na temperatura do fluido na entrada do tubo capilar.

Os grupamentos adimensionais foram correlacionados da forma proposta por Bittle et al., (1998):

$$\pi_1 = f \cdot \pi_2^a \cdot \pi_3^b \cdot \pi_4^c \quad (5)$$

6. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A comercialização do R-22 está em fase de restrição e o seu uso deve se extinguir nos próximos anos. Entretanto esta substância é ainda largamente utilizada em sistemas de refrigeração de pequeno e médio porte, razão pela qual ela foi testada para servir de referência de desempenho para os demais refrigerantes.

Nos testes com R-22, além do diâmetro interno, utilizou-se também o comprimento como uma variável de três níveis dentro do projeto fatorial. As demais variáveis foram consideradas com apenas dois níveis. Isso originou um total de 64 testes, 28 deles sendo testes repetidos (Tab. (1)).

Tabela 1. Resultados experimentais para o R-22

Teste	P _c [bar]	ΔT _{Sub} [°C]	d _c [mm]	L _c [mm]	\dot{m} [kg/h]
1	15,35	5,1	1,012	2000	11,7
2	19,46	5,1	1,012	2000	13,6
3	15,37	10,1	1,012	2000	13,4
4	19,46	10,0	1,012	2000	15,2
5	15,38	5,0	1,487	1999	37,3
6	19,46	5,0	1,487	1999	42,8
7	15,35	10,0	1,487	1999	42,2
8	19,46	10,0	1,487	1999	47,8
9	15,37	5,0	1,487	1999	36,8
10	19,48	5,1	1,487	1999	42,7
11	15,36	10,0	1,487	1999	42,1
12	19,47	10,0	1,487	1999	47,6
13	15,35	5,0	2,213	2000	104,2
14	19,51	5,0	2,213	2000	117,4
15	15,37	10,0	2,213	2000	117,2
16	19,48	10,0	2,213	2000	130,5
17	15,35	5,2	0,993	3000	9,4
18	19,47	5,0	0,993	3000	11,1
19	15,33	9,9	0,993	3000	10,7
20	19,43	10,0	0,993	3000	12,3
21	15,40	5,0	1,501	3000	30,4
22	19,48	5,0	1,501	3000	35,1
23	15,37	10,0	1,501	3000	34,4
24	19,47	10,1	1,501	3000	38,4
25	15,39	5,0	1,501	3000	30,5
26	19,51	5,0	1,501	3000	35,3
27	15,37	10,0	1,501	3000	33,5
28	19,46	10,1	1,501	3000	38,4
29	15,36	5,0	2,219	3000	89,9
30	19,45	5,0	2,219	3000	101,0
31	15,36	10,0	2,219	3000	102,5
32	19,47	10,0	2,219	3000	110,5
33	15,36	5,0	0,993	3000	9,5
34	19,46	5,1	0,993	3000	11,1
35	15,37	9,9	0,993	3000	10,7
36	19,47	10,1	0,993	3000	12,2
37	15,37	5,1	1,501	3000	31,1
38	19,50	5,1	1,501	3000	35,0
39	15,38	10,0	1,501	3000	34,3
40	19,45	10,0	1,501	3000	38,6
41	15,36	5,0	1,501	3000	30,4
42	19,47	5,0	1,501	3000	35,1
43	15,33	10,0	1,501	3000	34,4
44	19,48	10,0	1,501	3000	39,1
45	15,36	5,0	2,219	3000	89,1
46	19,51	5,0	2,219	3000	100,4
47	15,38	10,0	2,219	3000	102,1
48	19,47	10,0	2,219	3000	109,3
49	15,48	5,3	1,003	4000	8,0
50	19,47	5,1	1,003	4000	9,3
51	15,36	10,2	1,003	4000	9,3
52	19,46	9,9	1,003	4000	10,6
53	15,30	5,1	1,495	4000	26,5
54	19,48	5,0	1,495	4000	31,1
55	15,37	10,0	1,495	4000	28,3
56	19,50	10,0	1,495	4000	34,5
57	15,41	5,3	1,495	4000	26,5
58	19,45	5,0	1,495	4000	30,8
59	15,35	10,1	1,495	4000	29,0
60	19,49	10,0	1,495	4000	34,4
61	15,35	5,0	2,212	3994	74,6
62	19,46	5,0	2,212	3994	88,5
63	15,35	10,0	2,212	3994	87,3
64	19,50	10,0	2,212	3994	98,5

Os testes repetidos são necessários para a realização de uma análise de efeitos, associada com o projeto fatorial (Box et al., 1978). Tal análise permite a identificação dos parâmetros simples e combinados com maior impacto sobre a variável dependente. Correlações empíricas, utilizando esta técnica foram também desenvolvidas (Melo et al., 2003), embora não estejam contempladas no presente trabalho.

O R-507a é o resultado da mistura de 50% de HFC-125 com 50% de HFC-143a. Tal mistura é azeotrópica, ou seja, não apresenta “glide” de temperatura durante o processo de mudança de fase. Como o R-22, o R-507a não é uma substância tóxica e o seu manuseio não requer cuidados especiais. Entretanto o R-507a, assim como as demais misturas consideradas neste trabalho, requerem a utilização de lubrificantes do tipo POE. Nos testes com misturas, considerou-se o comprimento do tubo capilar como uma variável de dois níveis dentro do projeto fatorial. Isso reduziu o número de testes para 32, sendo 8 deles repetidos e não comprometeu a generalidade dos resultados. Os resultados para o R-507a são mostrados na Tab. (2).

Tabela 2. Resultados experimentais para o R-507a

Teste	P _c [bar]	ΔT _{Sub} [°C]	d _c [mm]	L _c [mm]	\dot{m} [kg/h]
1	18,76	5,1	1,012	2000	13,6
2	23,63	5,0	1,012	2000	15,0
3	18,77	10,0	1,012	2000	14,1
4	23,67	10,1	1,012	2000	16,9
5	18,81	5,1	1,003	4000	9,3
6	23,69	5,0	1,003	4000	10,8
7	18,70	10,0	1,003	4000	10,1
8	23,67	10,0	1,003	4000	11,8
9	18,75	5,1	1,487	1999	40,7
10	23,65	5,0	1,487	1999	45,8
11	18,75	10,0	1,487	1999	44,6
12	23,65	10,0	1,487	1999	49,7
13	18,75	5,0	1,495	4000	29,1
14	23,69	5,0	1,495	4000	33,3
15	18,80	10,1	1,495	4000	31,3
16	23,68	10,0	1,495	4000	35,5

Teste	P _c [bar]	ΔT _{Sub} [°C]	d _c [mm]	L _c [mm]	\dot{m} [kg/h]
17	18,75	5,1	1,487	1999	39,2
18	23,68	5,0	1,487	1999	44,4
19	18,74	10,0	1,487	1999	42,7
20	23,65	10,0	1,487	1999	50,2
21	18,77	5,1	1,495	4000	30,0
22	23,66	5,1	1,495	4000	32,9
23	18,76	10,0	1,495	4000	32,6
24	23,63	10,0	1,495	4000	36,2
25	18,70	3,6	2,213	2000	110,3
26	23,65	5,0	2,213	2000	124,9
27	18,75	10,0	2,213	2000	124,2
28	23,66	10,1	2,213	2000	140,0
29	18,73	5,0	2,212	3994	83,5
30	23,66	5,0	2,212	3994	94,1
31	18,77	9,9	2,212	3994	92,6
32	23,67	10,0	2,212	3994	103,4

O fluido refrigerante R-404a é uma mistura quase-azeotrópica dos fluidos refrigerantes R-125 (44%), R-143a (52%) e R-134a (4%). Tratando-se de uma mistura quase-azeotrópica, a composição das fases líquida e vapor é diferente, o que exige que o processo de carga do sistema de refrigeração se dê exclusivamente na fase líquida, e uma atenção especial para a ocorrência de vazamentos. A maior variação de temperatura do R-404a durante o processo de mudança de fase é de cerca de 1°C, na faixa de 0,8 a 26,0 bar. A Tab. (3) mostra os resultados experimentais obtidos com o R-404a.

Tabela 3. Resultados experimentais para o R-404a

Teste	P _c [bar]	ΔT _{Sub} [°C]	d _c [mm]	L _c [mm]	\dot{m} [kg/h]
1	18,29	5,1	1,012	2000	11,6
2	23,08	4,9	1,012	2000	13,6
3	18,29	10,1	1,012	2000	12,4
4	23,04	10,0	1,012	2000	14,4
5	18,31	5,0	1,003	4000	7,9
6	23,04	4,9	1,003	4000	9,6
7	18,29	9,9	1,003	4000	8,6
8	23,03	9,8	1,003	4000	10,3
9	18,28	5,0	1,487	1999	40,2
10	23,08	5,0	1,487	1999	42,2
11	18,29	10,0	1,487	1999	37,7
12	23,07	9,7	1,487	1999	46,5
13	18,26	5,0	1,495	4000	27,5
14	23,05	4,8	1,495	4000	30,8
15	18,28	10,0	1,495	4000	29,9
16	23,07	9,9	1,495	4000	33,9

Teste	P _c [bar]	ΔT _{Sub} [°C]	d _c [mm]	L _c [mm]	\dot{m} [kg/h]
17	18,29	5,0	1,487	1999	37,0
18	23,09	4,9	1,487	1999	42,9
19	18,29	10,0	1,487	1999	40,4
20	23,08	9,9	1,487	1999	46,7
21	18,28	5,2	1,495	4000	27,2
22	23,06	5,0	1,495	4000	30,6
23	18,28	10,0	1,495	4000	29,6
24	23,05	10,0	1,495	4000	33,1
25	18,29	5,1	2,213	2000	108,2
26	22,99	5,0	2,213	2000	121,5
27	18,26	10,0	2,213	2000	124,1
28	23,04	9,9	2,213	2000	136,4
29	18,28	5,0	2,212	3994	81,4
30	23,04	4,9	2,212	3994	90,8
31	18,29	10,0	2,212	3994	92,1
32	23,06	10,0	2,212	3994	101,2

O fluido refrigerante R-407c é uma mistura zeotrópica dos fluidos refrigerantes R-32 (23%), R-125 (25%) e R-134a (52%). O maior “glide”, ou seja, a maior variação de temperatura do R-407c durante o processo de mudança de fase é de cerca de 7°C, na faixa de 0,5 a 23,0 bar, sendo sempre superior a 4°C. Os mesmos cuidados observados com o R-404a devem ser mantidos para este fluido. A Tab. (4) apresenta os resultados obtidos com o R-407c.

Tabela 4. Resultados experimentais para o R-407c

Teste	P _c [bar]	ΔT _{Sub} [°C]	d _c [mm]	L _c [mm]	\dot{m} [kg/h]
1	17,38	4,8	1,012	2000	11,7
2	22,23	5,2	1,012	2000	13,6
3	17,40	9,9	1,012	2000	13,2
4	22,17	10,1	1,012	2000	14,8
5	17,37	4,8	1,003	4000	8,4
6	22,19	5,3	1,003	4000	9,6
7	17,34	9,6	1,003	4000	9,5
8	22,25	10,2	1,003	4000	10,7
9	17,41	4,9	1,487	1999	39,1
10	22,23	5,2	1,487	1999	43,9
11	17,39	9,7	1,487	1999	43,0
12	22,24	10,2	1,487	1999	48,3
13	17,40	4,9	1,495	4000	27,8
14	22,20	5,2	1,495	4000	32,4
15	17,40	9,9	1,495	4000	30,9
16	22,20	10,2	1,495	4000	35,1

Teste	P _c [bar]	ΔT _{Sub} [°C]	d _c [mm]	L _c [mm]	\dot{m} [kg/h]
17	17,40	5,0	1,487	1999	39,1
18	22,19	5,2	1,487	1999	44,2
19	17,36	9,8	1,487	1999	43,3
20	22,23	10,2	1,487	1999	48,4
21	17,38	4,9	1,495	4000	27,6
22	22,22	5,4	1,495	4000	32,4
23	17,40	9,9	1,495	4000	30,5
24	22,20	10,1	1,495	4000	34,9
25	17,40	4,8	2,213	2000	107,1
26	22,19	5,2	2,213	2000	124,0
27	17,43	10,0	2,213	2000	123,3
28	22,23	10,1	2,213	2000	138,3
29	17,39	4,8	2,212	3994	81,4
30	22,23	5,3	2,212	3994	93,9
31	17,39	10,0	2,212	3994	95,2
32	22,21	10,2	2,212	3994	102,6

Os resultados experimentais foram então utilizados para derivar uma correlação adimensional na forma proposta pelas equações (1) a (5). Os coeficientes obtidos para cada refrigerante encontram-se indicados na Tab. (5). O desvio relativo máximo observado entre os resultados experimentais e os fornecidos pelas correlações adimensionais foi de 5,8%, 3,2%, 7,4% e de 6,2%, respectivamente para os refrigerantes R-22, R-507a, R-404a, e R-407c.

Tabela 5. Coeficientes para a equação (5)

Fluido	a	b	c	f
R-22	0,483984	-0,482766	0,168552	0,051147
R-507a	0,504488	-0,468537	0,134711	0,067283
R-404a	0,553862	-0,473304	0,147468	0,012243
R-407c	0,502478	-0,467535	0,183570	0,017421

6. COMPARAÇÕES COM O MÉTODO DA ASHRAE

A ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) (ASHRAE, 2002), baseada em dados experimentais obtidos com os refrigerantes R-134a, R-22 e R-410a, publicou uma equação genérica para prever o escoamento através de tubos capilares adiabáticos, utilizando oito grupamentos adimensionais, correlacionados na forma apresentada na equação (5). A equação apresentada foi alimentada com os resultados experimentais do presente trabalho e as comparações encontram-se ilustradas na Fig. (6).

Verifica-se que o desempenho da equação da ASHRAE depende do fluxo de massa. Com exceção do R-407c, a equação subestima os resultados experimentais em até 20%, para fluxos de massa superiores a 80 kg/h. Para fluxos de massa inferiores a 20kg/h, a equação tende a superestimar os valores experimentais, notadamente para os refrigerantes R-404a e R-407c, onde se observam desvios de até 25%.

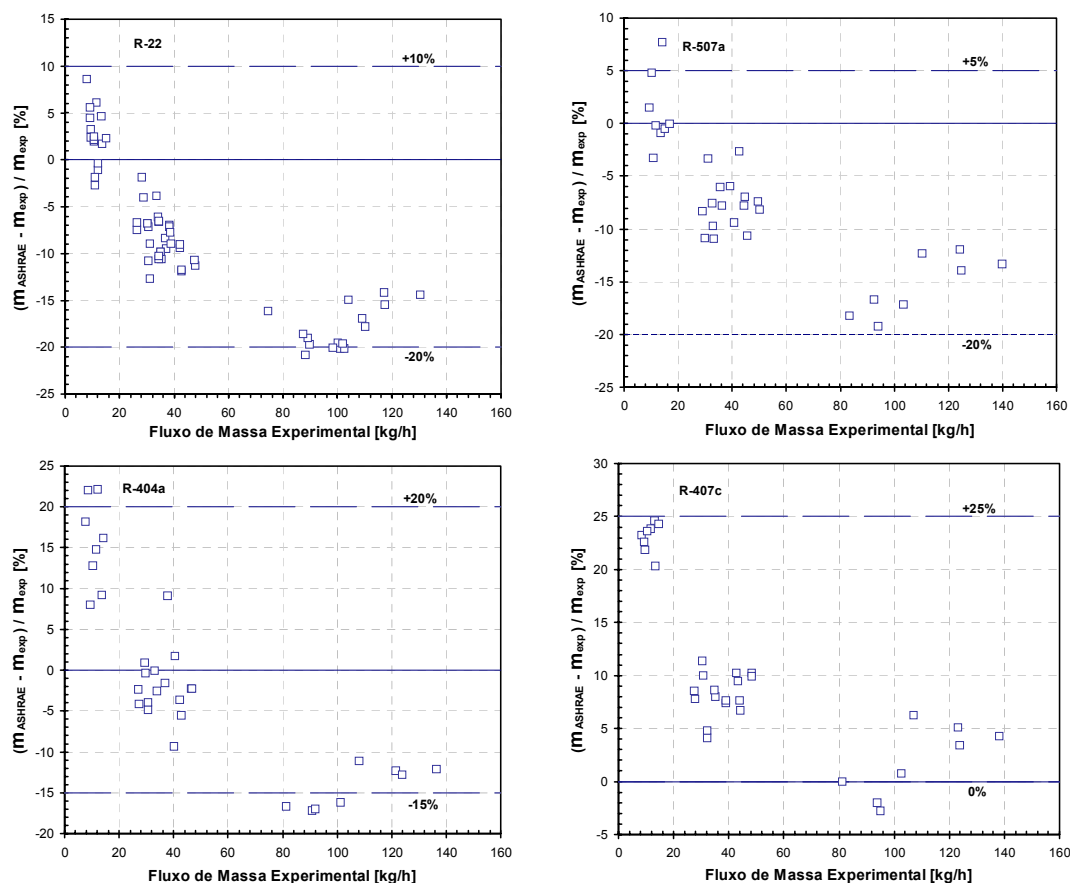


Figura 6. Comparações com a equação da ASHRAE

7. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi desenvolvido dentro de um acordo de cooperação técnico-científica entre o NRVA (Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar), do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC e a Embraco S.A. Os autores agradecem o apoio técnico e financeiro recebido da Embraco S.A., em especial aos engenheiros Roberto H. Pereira e Gilberto S. Melo. Um agradecimento especial vai também para o técnico Márcio R. Thiessen, que esteve presente em todas as fases desse projeto.

8. CONCLUSÕES

O desenvolvimento de fluidos refrigerantes alternativos em conformidade com as leis ambientais é uma necessidade tecnológica atual. Técnicas que permitam estimar as características geométricas de um tubo capilar para uma dada aplicação são também necessárias. Este trabalho aborda estes dois aspectos, ou seja, disponibiliza resultados experimentais para fluidos refrigerantes com pouco impacto ecológico e oferece expressões que permitem relacionar as grandezas geométricas, o tipo de fluido e as condições operacionais com o fluxo de massa resultante.

Os experimentos foram direcionados para a área de refrigeração comercial, abrangendo fluxos de massa entre 8 a 140 kg/h. As correlações obtidas apresentaram desvios relativos máximos entre 3,2 a 7,4%.

As comparações com a equação proposta pela ASHRAE mostraram que os desvios relativos resultantes são bem superiores ao deste trabalho, e dependentes do fluxo de massa em circulação. A introdução de grupamentos adimensionais extras, para levantar em conta as propriedades dos diferentes fluidos e assim permitir o desenvolvimento de uma equação genérica, não parece ser uma estratégia adequada.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE, (2002); "Refrigeration Handbook", Chapter 45, p.45.27.
- Bittle, R. R., Wolf, D. A., Pate, M. B., (1998); "A Generalized Performance Prediction Method for Adiabatic Capillary Tubes", HVAC&R Research, Vol. 4, No. 1, pp 27-43.
- Box, G.E.P., Hunter, W.G., Hunter, J. S., (1978); "Statistics for Experimenters – An Introduction to Design, Data Analysis and Model Building", John Wiley and Sons, New York, 653p.
- Choi, J., Kim, Y., Chung, J. T., (2004); "An Empirical Correlation and Rating Charts for the Performance of Adiabatic Capillary Tubes with Alternative Refrigerants", Applied Thermal Engineering, vol. 24, pp. 29-41.
- Choi, J., Kim, Y., Kim, H. Y., (2003); "A Generalized Correlation for Refrigerant Mass Flow Rate Through Adiabatic Capillary Tubes", International Journal of Refrigeration, Vol. 26, No. 8, pp. 881-888.
- Fox, R. W., McDonald, A. T., (1998); "Introduction to Fluid Mechanics", 5th edition, John Wiley & Sons, New York, 762p.
- Kim, S. G., Kim, M. S., Ro, S. T., (2002); "Experimental Investigation of the Performance of R-22, R-407c and R-404a in Several Capillary Tubes for Air Conditioners", International Journal of Refrigeration, Vol. 25, No. 5, pp. 521-531.
- Melo, C., Vieira, L. A. T., Stähelin, R., (2003); "Escoamento de R-22, R-507a, R-404a e R-407c Através de Tubos Capilares Adiabáticos", Relatório Interno, Departamento de Engenharia Mecânica – UFSC, 49p.
- Pottker, G., Stähelin, R., (2001); "Medição do Diâmetro Interno de Tubos Capilares", Relatório Interno, Departamento de Engenharia Mecânica – UFSC, 14p.
- Stoecker, W. F., Jones, J. W., (1985); "Refrigeração e Ar Condicionado", Mc Graw-Hill, São Paulo – SP, 481p.

PERFORMANCE EVALUATION OF ADIABATIC CAPILLARY TUBES USING REFRIGERANT MIXTURES

Cláudio Melo

Luís Antônio Torquato Vieira

Federal University of Santa Catarina
Department of Mechanical Engineering
88040-900 - Florianópolis, SC
e-mail: melo@nrva.ufsc.br

Abstract: *Capillary tubes are widely used as expansion devices in commercial refrigeration systems. In these systems the most employed working fluid is R-22, which is being gradually replaced by refrigerant mixtures, like R-507a, R-404a and R-407c, due to environmental concerns. For these refrigerants very little information are available in the literature that allow the appropriate design of a capillary tube for a given application. Rating methods of capillary tubes for refrigerant mixtures based refrigeration systems need then to be developed. The present work focuses on the experimental analysis of adiabatic capillary tubes for commercial refrigeration applications. An experimental apparatus was designed and built to control and measure the relevant variables of the problem (pressures, temperatures and mass flow rate). The experiments were planned statistically, using parameters with two and three levels. The database so obtained allowed the generation of dimensionless correlations to predict the mass flow rate of R-22, R-507a, R-404a and R-407c through a given capillary tube. Comparisons with ASHRAE's correlation are also presented and discussed.*

Keywords: *Capillary tube, Refrigerant mixtures, Expansion device.*