



## ANÁLISE EXPERIMENTAL DE TUBOS CAPILARES ADIABÁTICOS OPERANDO COM O REFRIGERANTE HCFC-22

**André Felipe Vieira da Cunha**

**Cláudio Melo**

Universidade Federal de Santa Catarina

Departamento de Engenharia Mecânica

NRVA – Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar

88.040-900, Florianópolis, SC

E.mail: melo@nrva.ufsc.br

***Resumo.** O foco do presente trabalho reside na análise experimental de tubos capilares adiabáticos especificamente para aplicações de refrigeração comercial. Para tanto foi desenvolvida uma bancada experimental para controlar e medir as variáveis de interesse (pressões, temperaturas e fluxo de massa). Os experimentos foram planejados em base estatística, utilizando-se variáveis com 2 e 3 níveis de variação. A base de dados obtida permitiu a geração de correlações empíricas capazes de prever o fluxo de massa de HCFC-22 através de um determinado tubo capilar. Diagramas de selecionamento de tubos capilares, específicos para o HCFC-22, foram elaborados e são apresentados. Comparações com as previsões de um código computacional disponível na literatura são também apresentadas e discutidas.*

***Palavras-chave:** Tubo Capilar, HCFC-22, Refrigeração, Expansão.*

### 1. INTRODUÇÃO

Tubos capilares são dispositivos de expansão de uso bastante difundido em sistemas de refrigeração comercial, onde ainda predomina a utilização do refrigerante HCFC-22. Este refrigerante está sendo gradativamente substituído por outros refrigerantes com maior apelo ecológico, especialmente no mercado europeu.

A literatura é relativamente farta em informações a respeito de tubos capilares operando com HCFC-22, mas não para aplicações de refrigeração comercial. A faixa de condições geométricas e de operação se restringe geralmente a aplicações de condicionamento de ar. Para os novos refrigerantes e para a faixa de trabalho de refrigeração comercial, as informações sobre tubos capilares são praticamente inexistentes.

Em face do exposto, resolveu-se empreender um amplo trabalho experimental com ênfase no escoamento de HCFC-22 e de seus substitutos em condições de trabalho correspondentes à faixa de aplicação de refrigeração comercial.

Neste primeiro trabalho, além da descrição do aparato experimental e do planejamento estatístico dos experimentos, apresentam-se correlações empíricas e diagramas de selecionamento para o refrigerante HCFC-22. A base de dados obtida será empregada em análises comparativas futuras envolvendo os refrigerantes R-507, R-404a e R-407c.

## 2. BANCADA EXPERIMENTAL

O aparato experimental, mostrado na Fig. (1), é essencialmente um sistema de refrigeração instrumentado com a finalidade de analisar o escoamento de HCFC-22 e de seus substitutos através de tubos capilares adiabáticos. Este aparato se originou da bancada desenvolvida por Gonçalves (1994), que estudou os refrigerantes CFC-12, HFC-134a e HC-600a. Uma ampla adaptação foi necessária, o que envolveu a troca de equipamentos (compressores, condensadores, etc.) e o redimensionamento das tubulações e da instalação elétrica, para que a bancada pudesse gerar condições de teste típicas de sistemas comerciais de refrigeração.

A bancada controla e mede alguns parâmetros que são posteriormente utilizados para caracterizar o escoamento de um determinado fluido refrigerante, isento de óleo ou de qualquer outra impureza, através de um tubo capilar adiabático, reto e horizontal.

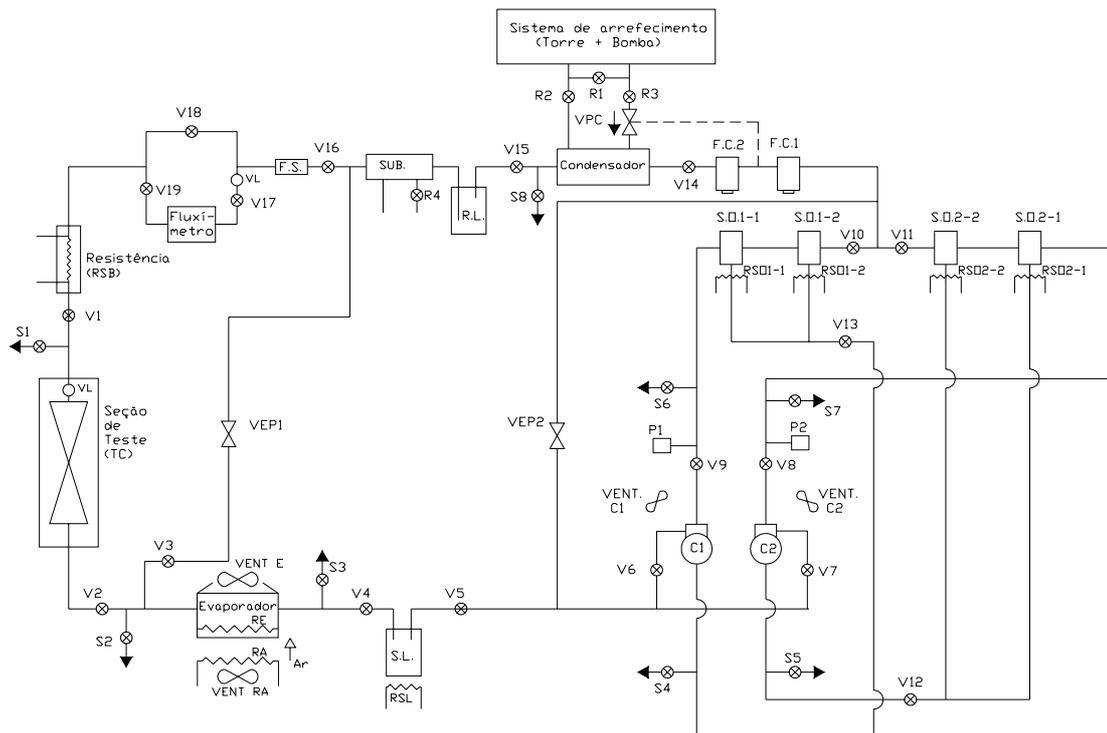


Figura 1. Aparato experimental

A bancada é composta por três dispositivos de expansão: um tubo capilar (TC) e duas válvulas de expansão pressostáticas (VEP1 e VEP2). As válvulas VEP1 e VEP2 servem para controlar a pressão de evaporação.

A pressão de condensação é controlada pela troca de calor no condensador. O condensador é um trocador de calor “tube in tube” que utiliza água como fluido de arrefecimento. A vazão de água através do trocador é controlada pela abertura da válvula de controle da pressão de condensação (VPC).

O sistema de arrefecimento da água que deixa o condensador é fechado e formado pela torre de arrefecimento e pelas válvulas RA, R1, R2, R3 e VPC. A válvula R1 permite um controle grosseiro da pressão de condensação através de um by-pass. As válvulas R2 e R3, interrompem o fluxo de água para o condensador no caso de utilização da torre por um outro sistema.

Na saída do condensador o fluido refrigerante é subresfriado através da ação de um subresfriador (SUB), também do tipo “tube in tube”, colocado logo após o reservatório de líquido (RL). A vazão de água através do subresfriador é controlada pela abertura da válvula R4. Quatro resistências elétricas (RSB) do tipo tubular, em U e em aço inox, e com potência máxima individual

de 800W a 220V, são utilizadas no controle fino do grau de subresfriamento. A potência dissipada pelas resistências é controlada por um controlador digital do tipo PID.

Na descarga de cada compressor existem 2 separadores de óleo (SO1-1, SO2-1, SO1-2, SO2-2), montados em série. Cada um destes separadores é aquecido por uma resistência de 200W, para evitar a condensação do refrigerante. Após os separadores existem ainda 2 filtros coalescentes (FC1 e FC2), montados em série, que garantem um escoamento isento de óleo.

Várias válvulas (V1 a V19) e oito conexões de serviço (S1 a S8) são posicionadas estrategicamente com o objetivo de facilitar a manutenção e a operação do sistema. As válvulas V17 a V19, são utilizadas no ajuste do zero do fluxímetro.

O evaporador é um trocador de serpentina aletada, que utiliza ar como fluido secundário. O ar é movimentado por dois ventiladores (VENT E e VENT RA) e aquecido através de duas baterias de resistências elétricas (RE e RA).

Dois visores de líquidos (VL), um localizado na entrada do fluxímetro e outro na entrada do tubo capilar, são utilizados para verificar a presença de eventuais bolhas de vapor no escoamento.

O fluxímetro é do tipo Coriolis, com faixa de operação entre 0 a 210 kg/h.

A seção de teste é formada por um tubo capilar colocado no interior de uma caixa de madeira isolada com blocos de styropor. Transdutores de pressão e termopares são posicionados na entrada e na saída do tubo capilar.

### **3. PROCEDIMENTO DE TESTE E INCERTEZAS EXPERIMENTAIS**

Após a partida, a bancada deve ser controlada até que uma determinada condição de teste seja atingida. Os parâmetros controlados são as pressões de condensação e de evaporação e o grau de subresfriamento. Atingida a condição de teste deve-se aguardar um certo tempo até que a variação dos parâmetros mencionados atinja um critério pré-estabelecido (Vieira da Cunha, 2001). Em média este tempo é de 1 hora e meia. Passado este tempo inicia-se um período de gravação de 30 minutos. Em seguida os dados gravados são analisados com o intuito de se identificar um período de 5 minutos com maior estabilidade. Finalmente escolhe-se um outro período de 1 minuto de dentro do intervalo de 5 minutos, sobre o qual executam-se processos de média.

Este procedimento gerou incertezas de medição máximas de  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$  e de  $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$  respectivamente para a temperatura de condensação e para o grau de subresfriamento. A incerteza de medição do fluxo de massa atingiu o valor máximo de  $\pm 0,5$  kg/h. A geometria do capilar foi também avaliada com bastante cuidado por Vieira da Cunha (2001). Para o comprimento atingiu-se um valor máximo de  $\pm 2$  mm e para o diâmetro interno um valor máximo de  $\pm 0,04$  mm.

### **4. PLANEJAMENTO DOS TESTES**

O considerável número de variáveis que podem afetar o escoamento de HCFC-22 através de um tubo capilar adiabático, tornou necessária a identificação, a priori, dos parâmetros de análise mais relevantes. Vários trabalhos correlatos disponíveis na literatura permitiram estabelecer as seguintes variáveis de análise (Gonçalves, 1994, Boabaid Neto, 1994, Wolf et al., 1995, Melo et al., 1999): comprimento ( $L_c$ ), diâmetro interno ( $d_c$ ), grau de subresfriamento ( $\Delta T_{sb}$ ), temperatura ( $T_c$ ) ou respectiva pressão ( $P_e$ ) de condensação e fluxo de Massa ( $\dot{m}$ ). A pressão de evaporação não foi considerada, pois os testes foram realizados sempre em condições de escoamento bloqueado.

Com o objetivo de reduzir o número de testes e de analisar o efeito de todos os parâmetros independentes (diâmetro e comprimento do tubo capilar, pressão e grau de subresfriamento na entrada do tubo) sobre o parâmetro dependente (fluxo de massa), optou-se por planejar os testes através de técnicas estatísticas.

A técnica escolhida foi o projeto fatorial (Box e Hunter, 1978, Montgomery, 1997). Este método consiste em selecionar os testes de uma forma tal que o efeito de vários parâmetros independentes, isolados ou combinados, sobre um ou mais parâmetros dependentes, possa ser avaliado.

Foram utilizadas variáveis com dois ( $T_c$  e  $\Delta T_{sb}$ ) e três níveis ( $d_c$  e  $L_c$ ), o que originou um projeto fatorial misto  $2^2 \times 3^2$ . Os valores nominais das variáveis consideradas no presente trabalho, mostrados na Tab. (1), foram estabelecidos tomando-se por base a faixa de aplicação para refrigeração comercial. A combinação das variáveis mostradas na Tab. (1) originou fluxos de massa entre 8 a 130 kg/h.

Tabela 1. Valores nominais das variáveis

$T_c$ (°C)	$\Delta T_{sb}$ (°C)	$d_c$ (mm)	$L_c$ (m)
40	5	1	2
50	10	1,5	3
		2,2	4

O projeto fatorial  $2^2 \times 3^2$  foi transformado num projeto fatorial típico  $2^k$ , através da utilização de variáveis fictícias para os parâmetros com três níveis. Para o diâmetro foram utilizadas as variáveis fictícias A e B, e para o comprimento as variáveis C e E (Vieira da Cunha, 2001). Este novo projeto fatorial originou um total de 64 ( $2^6$ ) testes, dos quais 28 ( $2^6 - 2^2 \times 3^2$ ) são repetidos. Além destes testes foram realizados 12 testes adicionais em outras condições de pressão e subresfriamento.

## 5. CORRELAÇÕES EMPÍRICAS

### 5.1. Análise de Efeitos

Os efeitos principais e combinados foram obtidos de acordo com o procedimento indicado por Box e Hunter, 1978. Os efeitos são mostrados graficamente na Fig. (2), onde se observa que o diâmetro é a variável dominante. Pode-se observar ainda que os parâmetros ( $T_c$ ,  $\Delta T_{sb}$ ,  $d_c$  e  $L_c$ ) e algumas interações de segunda ordem ( $T_c d_c$ ,  $\Delta T_{sb} d_c$  e  $d_c L_c$ ) também influenciam o fluxo massa. Para o desenvolvimento da correlação através da análise de efeitos foram utilizados os parâmetros cujos efeitos lineares e quadráticos são maiores do que a unidade ( $\pm 1$  kg/h). Este limite, indicado pelas linhas tracejadas da Fig. (2), reflete a variação máxima observada entre os testes repetidos.

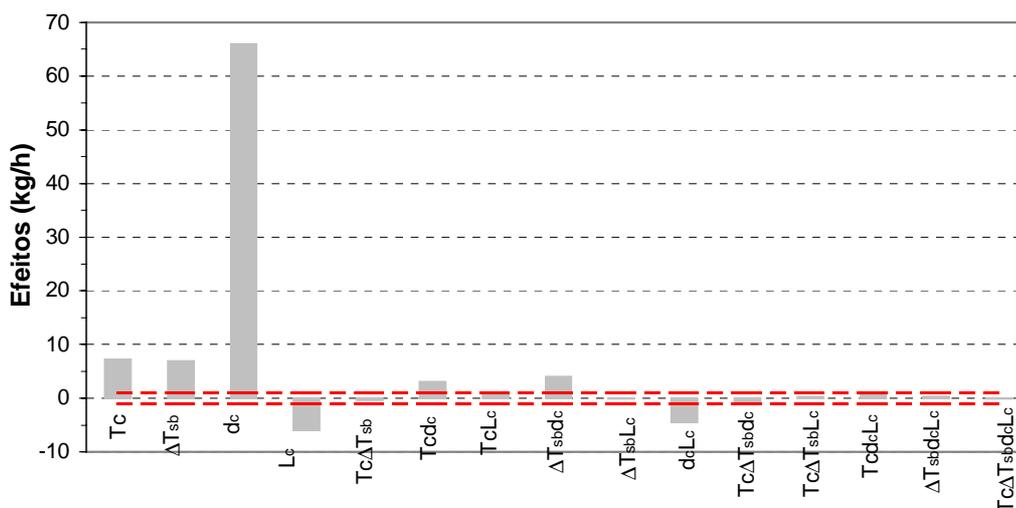


Figura 2. Efeitos principais e combinados

Os parâmetros relevantes, quando correlacionados através do programa **STATISTICA** (Statsoft, 1993), deram origem a seguinte expressão:

$$\begin{aligned} \dot{m} = & A1 + A2 \cdot Tc + A3 \cdot \Delta T_{sb} + A4 \cdot d_c + A5 \cdot d_c^2 + A6 \cdot L_c + A7 \cdot L_c^2 \\ & + A8 \cdot Tc \cdot d_c^2 + A9 \cdot \Delta T_{sb} \cdot d_c + A10 \cdot \Delta T_{sb} \cdot d_c^2 + A11 \cdot d_c \cdot L_c + A12 \cdot d_c^2 \cdot L_c \end{aligned} \quad (1)$$

A comparação dos resultados fornecidos pela Eq. (1) com resultados experimentais fornece um desvio máximo de 5,7%, incluindo-se aí os 12 testes adicionais (Vieira da Cunha, 2001).

## 5.2. Análise de Variância

Uma segunda correlação foi também obtida através da análise de variância. Neste caso limitou-se o parâmetro de teste estatístico (P-Valor) ao valor de 0,01. O P-Valor expressa a confiança em se rejeitar a hipótese da variância do erro ser maior e ou igual a variância desejada. Este termo, encontrado a partir do cálculo das somas do quadrado, segue uma função densidade de probabilidade da distribuição-F, fornecida por Montgomery (1997).

Através do programa **STATISTICA** (Statsoft, 1993), obtém-se a seguinte expressão (Vieira da Cunha, 2001):

$$\begin{aligned} \dot{m} = & A1 + A2 \cdot Tc + A3 \cdot \Delta T_{sb} + A4 \cdot d_c + A5 \cdot d_c^2 + A6 \cdot L_c + A7 \cdot L_c^2 + A8 \cdot Tc \cdot d_c + \\ & A9 \cdot Tc \cdot d_c^2 + A10 \cdot Tc \cdot L_c^2 + A11 \cdot \Delta T_{sb} \cdot d_c + A12 \cdot \Delta T_{sb} \cdot d_c^2 + A13 \cdot \Delta T_{sb} \cdot L_c + \\ & A14 \cdot \Delta T_{sb} \cdot L_c^2 + A15 \cdot d_c \cdot L_c + A16 \cdot d_c \cdot L_c^2 + A17 \cdot d_c^2 \cdot L_c + A18 \cdot d_c^2 \cdot L_c^2 + \\ & A19 \cdot Tc \cdot \Delta T_{sb} \cdot d_c + A20 \cdot Tc \cdot \Delta T_{sb} \cdot d_c^2 + A21 \cdot Tc \cdot \Delta T_{sb} \cdot L_c^2 + A22 \cdot Tc \cdot d_c \cdot L_c^2 \\ & + A23 \cdot Tc \cdot \Delta T_{sb} \cdot d_c \cdot L_c^2 \end{aligned} \quad (2)$$

Esta correlação fornece um desvio máximo em relação a todos os testes experimentais de 2,9% (Vieira da Cunha, 2001). Esta melhor representação dos dados experimentais, entretanto é conseguida através da utilização do dobro de constantes empregadas na Eq. (1).

## 5.3. Análise Dimensional

A análise dimensional foi realizada com o intuito de gerar diagramas de selecionamento de tubos capilares operando com HCFC-22, na forma mostrada por Driessen et al. (1998). A princípio foram considerados cinco grupamentos adimensionais, na forma estabelecida pelo Teorema Pi de Buckingham (Fox and McDonald, 1998). Tais grupamentos são mostrados na Tab. (2), onde as variáveis  $\mu_f$ ,  $\rho_f$  e  $C_p$  representam respectivamente a viscosidade absoluta, a densidade e o calor específico do refrigerante e a variável  $\varepsilon$  representa a rugosidade absoluta da parede interna do tubo capilar.

O termo  $\pi_1$  é análogo ao número de Reynolds,  $\pi_2$  refere-se a influência da pressão de condensação,  $\pi_3$  e  $\pi_5$  referem-se a geometria e aos efeitos de fricção no tubo capilar, enquanto  $\pi_4$  refere-se ao efeito cumulativo das propriedades do refrigerante e do subresfriamento. A experiência obtida por Melo et al. (1999) mostra que é extremamente difícil incluir o termo  $\pi_5$  nas correlações em função de dificuldades de medição da rugosidade absoluta e principalmente da pouca variabilidade deste parâmetro em tubos capilares disponíveis comercialmente. Desta forma apenas os quatro primeiros parâmetros foram considerados e correlacionados através do programa **STATISTICA** (Statsoft, 1993), utilizando propriedades termodinâmicas fornecidas pelo programa **REFPROP** (McLinden, 1998). A equação obtida assumiu a seguinte forma:

$$\pi_1 = f \cdot \pi_2^a \cdot \pi_3^b \cdot \pi_4^c \quad (3)$$

A Eq. (3), quando comparada com todos os dados experimentais fornece um desvio máximo de 6,9% (Vieira da Cunha, 2001).

Tabela 2. Grupamentos adimensionais

Descrição	Grupamentos adimensionais
Efeito do fluxo de massa	$\pi_1 = \frac{\dot{m}}{d_c \cdot \mu_f}$
Efeito da pressão	$\pi_2 = \frac{d_c^2 \cdot \rho_f \cdot Pe}{\mu_f^2}$
Efeito da geometria	$\pi_3 = \frac{L_c}{d_c}$
Efeito do subresfriamento	$\pi_4 = \frac{d_c^2 \cdot \rho_f^2 \cdot Cp \cdot \Delta T_{sb}}{\mu_f^2}$
Efeito da fricção	$\pi_5 = \frac{\varepsilon}{d_c}$

## 6. DIAGRAMAS DE SELECIONAMENTO

Como mencionado, a Eq. (3) permite a geração de diagramas de selecionamento de tubos capilares, de acordo com o procedimento indicado por Driessen et al. (1998). Foram gerados dois diagramas, ambos referentes a um capilar padrão de 3m de comprimento e 1,5 mm de diâmetro. Esses diagramas são mostrados nas Fig. (3) e (4).

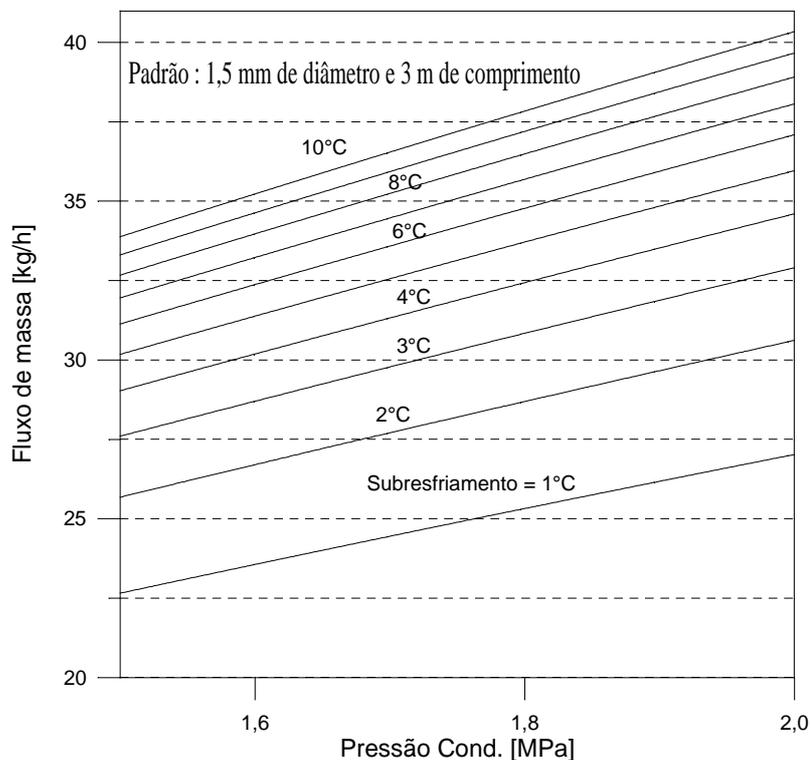


Figura 3. Determinação do fluxo de massa padrão

A utilização destes diagramas permite o dimensionamento de um capilar para um dado fluxo de massa e condição de operação ou então a determinação do fluxo de massa para um dado capilar e condição de operação. O fator de correção, utilizado na Fig. (4) representa a relação entre o fluxo de massa através do capilar padrão e o fluxo de massa através do capilar considerado.

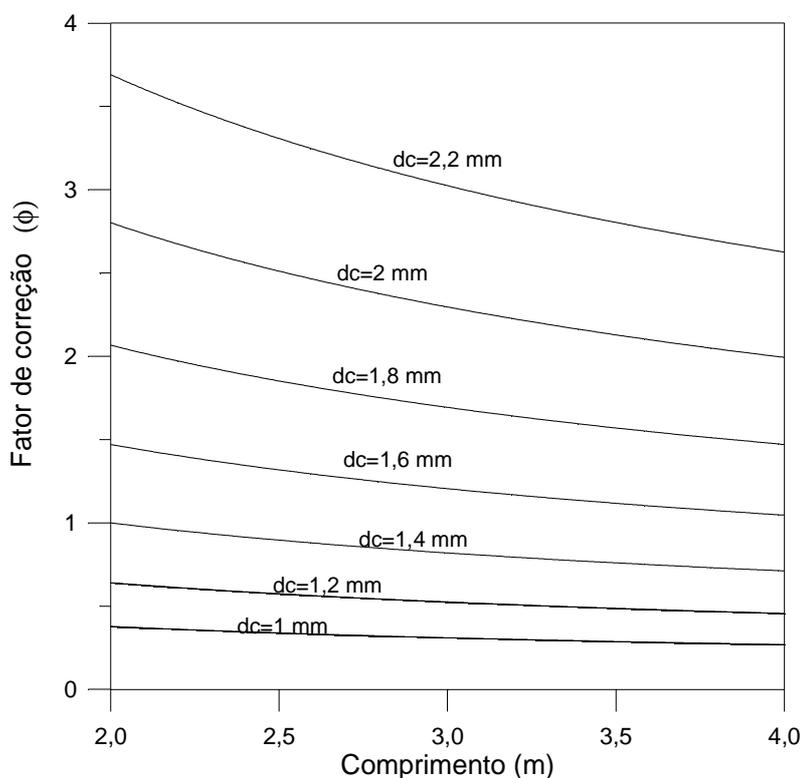


Figura 4. Determinação do fator de correção do fluxo de massa

## 7. COMPARAÇÃO COM O PROGRAMA CAPILAR

Os resultados experimentais foram comparados com os valores fornecidos pelo programa **CAPILAR** (Boabaid Neto, 1994). Dos 76 testes experimentais (64 + 12 extras), 12 (8 + 4 extras) se situaram acima do erro relativo de  $\pm 10\%$ , todos com diâmetros superiores a 2 mm. Esta comparação é ilustrada na Fig. (5).

A comparação realizada deixa claro, então, que o programa **CAPILAR** (Boabaid Neto, 1994) subestima os valores experimentais em altos fluxos de massa.

Uma possível explicação para esta discrepância seriam as equações empíricas utilizadas pelo programa **CAPILAR** para calcular os fatores médios de atrito nas regiões líquida e bifásica. Tudo indica que estes estão sendo superestimados em números de Reynolds mais elevados, o que explicaria a diferença observada.

Uma outra possibilidade seria uma eventual não linearidade da curva de calibração do transdutor de fluxo de massa em altas vazões. Esta possibilidade foi investigada comparando-se as medições do transdutor empregado (Coriolis) com as indicações de um medidor tipo turbina e também com medições baseadas na massa coletada num recipiente durante um certo intervalo de tempo. Concluiu-se que as diferenças observadas são desprezíveis e, portanto, o sinal do transdutor de fluxo de massa não pode ser utilizado para explicar a discrepância observada.

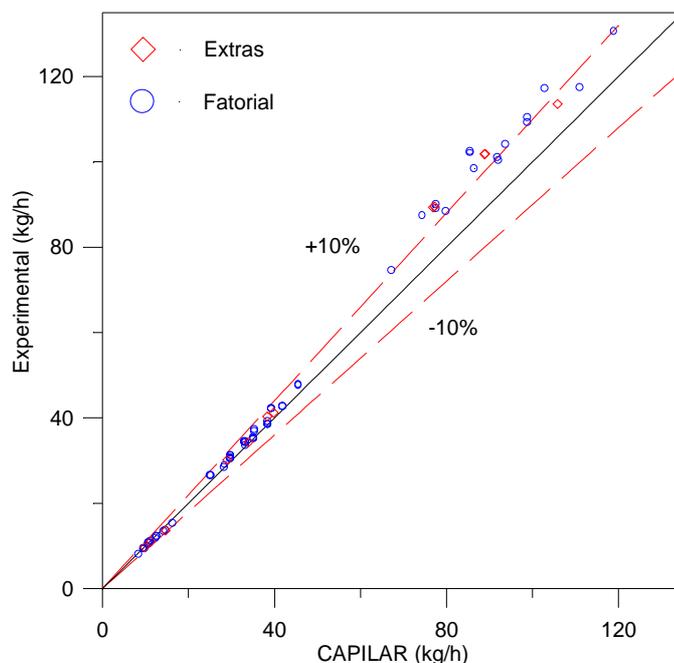


Figura 5. Fluxo de massa experimental vs. programa **CAPILAR**

## 8. CONCLUSÕES

As correlações empíricas apresentadas permitem não apenas a previsão do fluxo de massa de HCFC-22 através de um tubo capilar adiabático, mas também a geração de diagramas de selecionamento. Todas as equações representam razoavelmente bem os dados experimentais.

A comparação realizada com o programa CAPILAR mostrou que este programa subestima os resultados experimentais em altos fluxos de massa. Sugere-se a realização de estudos para refinar as equações empíricas utilizadas por este programa para computar os fatores médios de atrito nas diferentes regiões do tubo capilar.

A base de dados obtida, específica para aplicações de refrigeração comercial, pode ser utilizada como referência em trabalhos futuros que visem a substituição do HCFC-22 por outros refrigerantes com menor impacto ambiental.

## 9. AGRADECIMENTOS

Este trabalho contou com o apoio incondicional da Embraco S.A., através dos eng<sup>os</sup> Roberto Horn Pereira, Reinaldo Maykot e Márcio Thiessen. O apoio recebido do eng<sup>o</sup> Luiz Antônio Torquato Vieira e do acadêmico Rodrigues Stähelin (Soneca), ambos do NRVA, foi também fundamental para a realização deste trabalho.

## 10. REFERÊNCIAS

- Boabaid Neto, C., 1994, “Análise do Desempenho de Tubos Capilares Adiabáticos”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 122 p.
- Box, G. 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, USA.
- Driessen, J. L., Pereira, R. H., Melo, C., Ferreira, R. T. S., 1998, “Sizing Capillary Tubes for Household Refrigeration Systems”, International Appliance Manufacturing '98, published by Ashokan International Ltd, ISSN 1366-5081, Dorset, UK, pp. 55 –59.
- Fox R. W., McDonald, A. T., 1998, “Introduction to Fluid Mechanics”, 5<sup>th</sup> edition, John Wiley and Sons, New York, USA, 762 p.

- Gonçalves, J. M., 1994, “Análise Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 118 p.
- McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W., Peskin, A. P., 1998, “NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures – REFPROP”, Version 6.0, Users’ Guide, US DOE, NIST, MD, USA, 125 p.
- Melo, C., Ferreira, R. T. S., Boabaid Neto, C., Gonçalves, J. M., Mezavila, M. M., 1999, “An Experimental Analysis of Adiabatic Capillary Tubes”, Applied Thermal Engineering, Vol.19, pp. 669-684.
- Montgomery, D. C., 1997, “Design and Analysis of Experiments”, 4<sup>th</sup> edition, John Wiley and Sons, New York, 704 p.
- Statsoft, 1993, “Statistica for Windows”, Release 4.5
- Vieira da Cunha, A. F., 2001. “Escoamento de HCFC-22 através de Tubos Capilares para Aplicações de Refrigeração Comercial”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 125 p.
- Wolf, D. A., Bittle, R. R., Pate, M. B., 1995, “Adiabatic Capillary Tube Performance with Alternative Refrigerants”, Final Report RP-762, Iowa State University of Science and Technology, USA, 298 p.

## **EXPERIMENTAL ANALYSIS OF ADIABATIC CAPILLARY TUBES WORKING WITH HCFC-22**

**André Felipe Vieira da Cunha**

**Cláudio Melo**

Federal University of Santa Catarina

Department of Mechanical Engineering

NRVA – Center for Refrigeration, Ventilation and Air Conditioning Research

88.040-900, Florianópolis, SC

E.mail: melo@nrva.ufsc.br

***Abstract.** The focus of this work is the experimental evaluation of capillary tubes, specifically for commercial refrigeration applications. An experimental apparatus was developed to control and measure the variables of interest (pressures, temperatures and mass flow rate). The experiments were planned and performed following a statistically based methodology, using variables with two and three levels of variation. The experimental database was employed to generate empirical correlations to predict the HCFC-22 mass flow rate through a given capillary tube. Rating charts, specifically for HCFC-22, were developed and presented. Comparisons with a computational program available in the literature are also given and discussed.*

***Keywords.** Capillary Tube, HCFC-22, Refrigeration, Expansion.*