

MERCOFRIO 2000 - CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO,  
AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

TERMO-HIDRÁULICA DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO DOS  
REFRIGERANTES R-134a E R-410A EM LÂMINAS COM MICRO CANAIS

**Williams Gonzales Mamani** – williams@sc.usp.br

**José M. Saiz Jabardo** – mjabardo@sc.usp.br

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos

Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Refrigeração

Cx.P. - 1465 – 13560-970 – São Carlos, SP

***Resumo.** O presente trabalho estuda o escoamento de líquido subresfriado dos refrigerantes R-134a e R-410A no interior de micro canais com diâmetro hidráulico da ordem de 1mm, atualmente aplicados no ar condicionado automotivo. Os resultados permitiram concluir que para a mesma vazão a queda de pressão é comparável para ambos refrigerantes, ao passo que, o coeficiente de transferência de calor para o refrigerante R-410A é o dobro que o refrigerante R-134a. Verificou-se que as correlações para avaliar a transferência de calor e a queda de pressão por atrito desenvolvidas para dutos convencionais correlacionaram os resultados com boa exatidão.*

***Palavras-chave:** Refrigerantes, escoamento monofásico, transferência de calor, queda de pressão, micro canais*

## 1. INTRODUÇÃO

O estudo dos mecanismos físicos que intervêm na transferência de calor e quantidade de movimento em escoamentos no interior de canais de reduzidas dimensões transversais, aqui denominados de micro canais, se intensificou na década de 80, em virtude da importância industrial adquirida pelas suas aplicações. Dentre tais aplicações, podem ser citados os trocadores de calor do tipo fluxo paralelo, para operações com ar, conformados em lâminas de alumínio com micro canais, o resfriamento de circuitos (eletrônicos) impressos de alta velocidade, biotecnologia, etc.

Como regra geral, as correlações clássicas para o coeficientes de atrito e de transferência de calor estão implicitamente relacionadas a modelos ajustados (e/ou avaliados) empiricamente por resultados experimentais obtidos a partir de ensaios em canais de dimensões relativamente elevadas ( $D_h > 5$  mm). Entretanto, escoamentos em canais de dimensões inferiores apresentam certas peculiaridades, resultantes da entrada em cena de outros mecanismos físicos, que tornam questionável a aplicação das correlações clássicas. Ensaios em canais de dimensões reduzidas realizados em anos recentes têm proporcionado resultados que apresentam sérios desvios em relação àqueles proporcionados por aquelas correlações, o que têm dado margem ao surto de pesquisas nessa área que se observou nos últimos 15 anos.

O presente trabalho apresenta um estudo teórico - experimental da termo - hidráulica do escoamento monofásico dos refrigerantes R-134a e R-410A no interior de micro canais, visando trocadores de calor para aplicações da indústria frigorífica. O artigo apresenta uma breve revisão bibliográfica, envolvendo aspectos relacionados aos coeficientes de atrito e de transferência de calor associados ao escoamento em micro canais, seguida de uma descrição sucinta da bancada de ensaios e de uma análise dos resultados obtidos.

## **2. BREVE REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

O presente estudo envolve uma análise do escoamento de líquido subresfriado em micro canais de dimensões transversais ao escoamento da ordem de 1 mm, tendo por objetivo aplicações na área de refrigeração e ar condicionado. Nesse sentido, os fluidos de trabalho mais significativos são os refrigerantes halogenados. Poucas têm sido as pesquisas dirigidas objetivamente às geometrias e condições operacionais características do presente estudo. Dois grupos dos Estados Unidos da América realizaram pesquisas nessa área, sendo, portanto, dignos de menção. O primeiro, da Universidade de Illinois Urbana-Champaign, publicado na forma de uma dissertação de mestrado, Graham (1995), que deu seqüência a alguns trabalhos anteriores desenvolvidos no mesmo centro, tratou de um estudo com lâminas de alumínio dotadas de micro canais (obtidos por processo de extrusão) de seções retangular, triangular e circular, de diâmetro hidráulico variando entre 0,619 mm e 1,49 mm. Os ensaios foram realizados com nitrogênio e refrigerante R-134a. O número de Reynolds nos ensaios com nitrogênio variou entre 500 e 20.000, tendo tais ensaios o objetivo de levantar o coeficiente de atrito. O refrigerante foi utilizado em ensaios envolvendo transferência de calor, tendo sido realizados ensaios tanto na fase de vapor superaquecido, com Reynolds variando entre  $1,0 \times 10^4$  e  $7,0 \times 10^4$ , quanto na de líquido subresfriado, em que o número de Reynolds variou entre 1.000 e 7.000. Graham observou que o número de Reynolds crítico para canais de seção circular era da ordem de 2.100, típico do escoamento em canais de diâmetro convencional, ao passo que, nos canais de seção não circular, a transição para regime turbulento se dava para números de Reynolds inferiores. No que diz respeito ao coeficiente de atrito, verifico-se que os resultados para canais de seção circular eram adequadamente correlacionados pela correlação de Churchill (1977), não se verificando o mesmo nível de correlação com os outros canais. Os resultados relativos ao coeficiente de transferência de calor para os canais de seção circular foram adequadamente correlacionados pela correlação de Gnielinski (1976), tendo se verificado um desvio absoluto médio (extensivo a todos os pontos experimentais) da ordem de 10%. No caso dos canais de seção não circular, a correlação de Gnielinski se mostrou adequada para o escoamento de vapor superaquecido ( $Pr$  da ordem de 0,8 e  $Re > 10^4$ ), mas apresentou desvios significativamente maiores no caso do escoamento de líquido subresfriado.

O outro trabalho foi o de Yang & Webb, realizado na Universidade Estadual da Pensylvania, envolvendo um estudo sobre o escoamento do refrigerante R-12 subresfriado, a uma temperatura máxima de  $65^\circ\text{C}$ , em lâminas de alumínio dotadas de micro canais de seção retangular e diâmetro hidráulico variando entre 1,56 mm e 2,64 mm. Foram ensaiados canais com superfície interior lisa e ranhurada (micro aletas). O número de Reynolds do escoamento variou entre 2.500 e 25.000. A pesquisa de Yang & Webb pode ser resumida nas seguintes conclusões: (1) o coeficiente de atrito das superfícies ranhuradas é aproximadamente o dobro daquele das superfícies lisas; (2) comparados aos resultados proporcionados pela correlação de Blasius para tubos lisos de diâmetro convencional, os valores do coeficiente de atrito obtidos nos ensaios são, respectivamente, 14% e 36% superiores, dependendo da condição superficial: lisa ou ranhurada; (3) os resultados podem ter sido afetados pela medida da pressão nos “plenums” aos que estavam conectadas as lâminas, tendo, assim, incorporado os

efeitos de entrada e saída nos micro canais à perda de carga; (4) foram desenvolvidas duas correlações para o coeficiente de atrito, Eqs. (1) e (2), válidas para superfícies lisas e ranhuradas; (5) verificou-se que os resultados proporcionados pela correlação de Petukhov (1973) apresentavam um desvio médio absoluto em relação aos experimentais da ordem de 10%, para o número de Reynolds (referido ao diâmetro hidráulico da seção transversal) do escoamento variando entre 4.000 e 21.000.

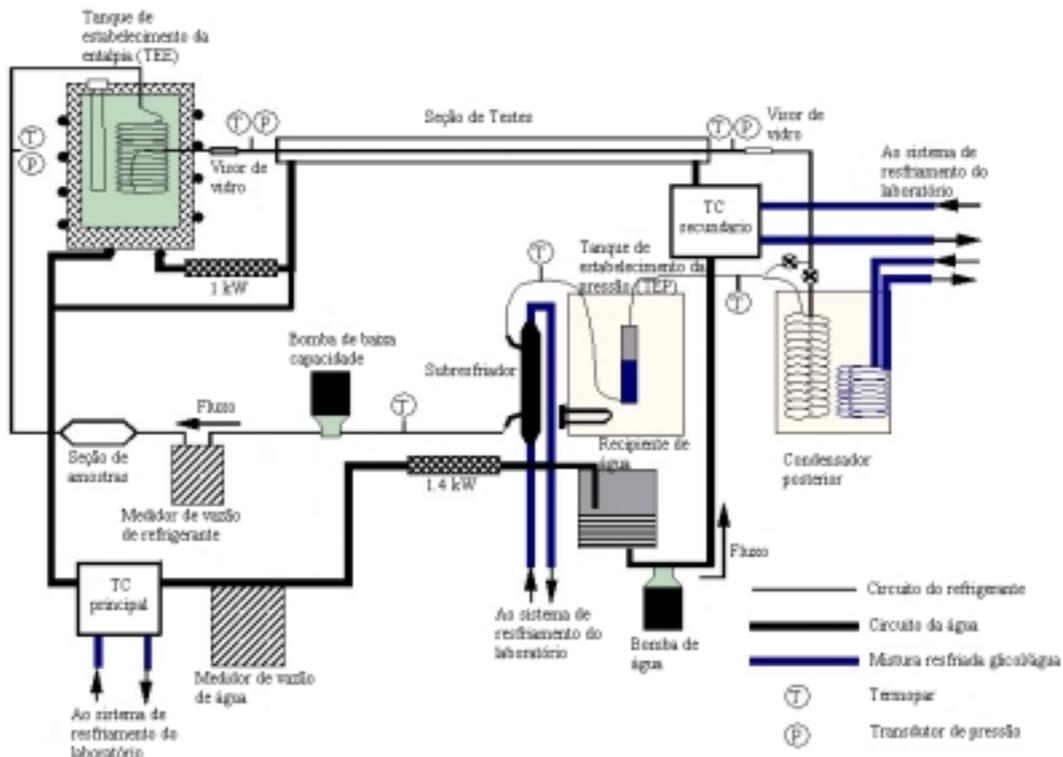
$$f = 0,0676 \operatorname{Re}_h^{-0,22} \quad (1)$$

$$f = 0,0814 \operatorname{Re}_h^{-0,22} \quad (2)$$

Um extenso levantamento bibliográfico levado a efeito durante o desenvolvimento da pesquisa aqui relatada, revelou a existência de um significativo número de publicações relativas ao escoamento em micro canais. Rara são aquelas dedicadas ao problema específico tratado neste artigo, envolvendo micro canais paralelos em extrusões de alumínio, de dimensões transversais da ordem de 1mm. A maioria é dedicada ao efeito do atrito em canais de dimensões inferiores a 1 mm, embora alguns desses trabalhos tenham abordado o problema da transmissão de calor. Dignos de nota são os trabalhos de Shah&Bhatti (1987), que estudaram o escoamento adiabático em canais de dimensões inferiores a 2mm, e de Olsson (1994). Este realizou um extenso estudo envolvendo canais de seções circulares, de dimensões variando entre 2 e 20 mm, e retangulares, de diâmetro hidráulico entre 1,5 mm e 6 mm. Os resultados dessas pesquisas permitem concluir que a aplicação das correlações convencionais para o coeficiente de atrito a canais de dimensões reduzidas deve ser feita com certos cuidados, uma vez que tanto a geometria da seção transversal como sua dimensão podem afetar o referido coeficiente. Na faixa de dimensões inferiores a 1 mm, dois trabalhos se destacam: o de Tuckerman&Peace (1981), que estudaram o escoamento em canais de seção retangular, de 57X365  $\mu\text{m}$ , em um substrato de silício de 1  $\text{cm}^2$  de área, e o de Wu&Little (1983) que utilizaram canais de silício e vidro. Ambas pesquisas investigaram os mecanismos de transferência de calor, visando aplicações no campo da micro eletrônica. Uma número significativo de trabalhos têm sido publicado nos últimos anos envolvendo pesquisas nessa área, os quais não serão aqui citados por não apresentarem uma relação direta com o tema do presente estudo.

### 3. BANCADA EXPERIMENTAL

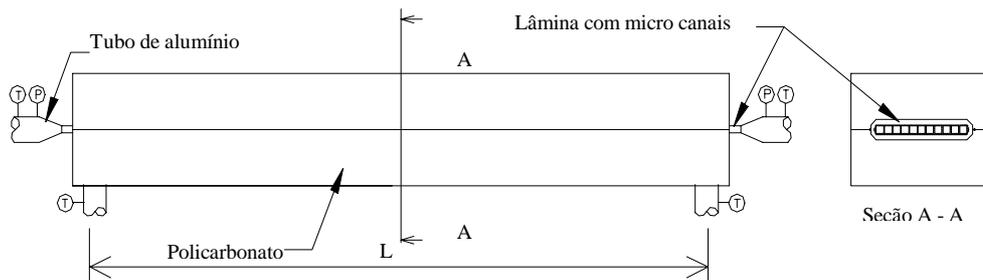
Uma representação esquemática da bancada experimental é apresentada na Fig. 1. Ela é constituída de dois circuitos básicos: o de refrigerante e o de água. No primeiro, o refrigerante é circulado por intermédio de uma bomba de deslocamento positivo, através do medidor de vazão (massa, do tipo efeito Coriolis) e da seção de extração de amostras até o denominado “tanque de estabelecimento de entalpia”, TEE. Neste, o refrigerante é condicionado até o estado desejado de entrada na seção de testes, ST, trocando calor com a água do tanque, cuja temperatura é controlada por um sistema PID. Na seção de testes, após trocar calor com a água de aquecimento, o refrigerante é resfriado no “condensador posterior” e enviado ao tanque de pressão, onde se estabelece a pressão no circuito. Esta é conseguida por intermédio da mistura bifásica contida numa cápsula (ilustrada na Fig. 1), cuja temperatura é controlada pelo banho termostático onde se encontra imersa. O líquido saturado que deixa a cápsula é subresfriado no subresfriador, de onde escoar novamente para a bomba.



**Figura 1.** Representação esquemática do circuito de ensaios.

O circuito de condicionamento da água tem a função de controlar a temperatura da água da seção de testes, utilizada na condensação do refrigerante. A água é circulada por uma bomba de deslocamento positivo desde um tanque de armazenamento aberto ao ambiente, passando pelo “trocador de calor secundário”, de onde se dirige à seção de testes. Após deixar a ST, a água passa pelo “trocador principal”, onde é resfriada até uma temperatura levemente inferior à do tanque de armazenamento. A seguir, a água circula pelo medidor de vazão, efeito Coriolis, de onde, após passar por um aquecedor para condicionar sua temperatura, retorna ao tanque de armazenamento.

A seção de testes consiste de uma lâmina de alumínio dotada de uma série de 11 micro canais de seção transversal quadrada de diâmetro hidráulico  $D_h=1,214\text{mm}$ , comprimento  $L=0,8557\text{ [m]}$ , área transversal total dos micro canais  $A_t=16,21\text{ [mm}^2\text{]}$ , e área de troca de calor no lado do refrigerante  $A_r=0,0457\text{ [m}^2\text{]}$ , como ilustrado na Fig. 2. A água circula em contracorrente em relação ao refrigerante. A taxa de transferência de calor é controlada pela temperatura e vazão da água. A temperatura e pressão do refrigerante são medidas na entrada e saída da seção de testes, levantando-se, ao mesmo tempo, as temperaturas de entrada e saída da água. Sinais elétricos dos distintos transdutores são processados por um “data logger”, modelo Fluke 2280A, sendo, a seguir, enviados a um computador pessoal para tratamento posterior.



**Figura 2.** Representação esquemática da seção de testes.

Como o escoamento relativo entre o refrigerante e a água é de contra correntes, o coeficiente de transferência de calor foi avaliado a partir da equação:

$$Q = (UA) \Delta T_m \quad (3)$$

onde Q é a taxa de transferência de calor entre o refrigerante e a água, obtido por um balanço de energia no lado da água,  $\Delta T_m$  corresponde à diferença média (logarítmica) de temperatura entre os fluidos e (UA) uma condutância global, dada por

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(hA)_r} + \frac{1}{(hA)_{\text{agua}}} \quad (4)$$

A resistência térmica,  $1/(hA)_{\text{agua}}$ , para uma dada vazão de água, pode ser determinada pelo método de Wilson. Este consiste em reduzir progressivamente a resistência do lado do refrigerante por aumentos sucessivos da vazão. Extrapolando os resultados experimentais até uma resistência nula do lado de refrigerante, das Eqs. (3) e (4), pode se obter a resistência térmica do lado da água. No estudo aqui relatado, a vazão da água foi mantida constante e igual a 30,3 kg/h, para a qual resultou uma resistência térmica,  $1/(hA)_{\text{agua}}$ , igual a  $10,164 \pm 0,152$  °C/kW. A vazão de refrigerante variou entre 23,4 kg/h e 79,2 kg/h, ao passo que sua temperatura foi mantida igual a 40 °C, correspondente a 10 °C de subresfriamento.

A perda de carga do refrigerante na ST, associada ao efeito de atrito, foi avaliada removendo da variação total de pressão, obtida das indicações dos transdutores na entrada e saída, os efeitos de entrada e saída nos micro canais, isto é,

$$\Delta p_f = \Delta p_{\text{exp}} - \Delta p_e - \Delta p_s \quad (5)$$

onde  $\Delta p_i = [(G^2/2\rho)(1-\sigma^2 + K)]_i$  onde i está associado aos efeitos de entrada, i=e, e saída, i=s, nos micro canais. A relação entre a área transversal ao escoamento nos micro canais e a área frontal dos condutos de entrada e saída da seção de testes (contração e expansão) é designada por  $\sigma$  e a velocidade mássica e a densidade do refrigerante por G e  $\rho$ , respectivamente. Os coeficientes de perda de carga localizada  $K_i$  na entrada e saída dos micro canais, dependem de  $\sigma$  e do número de Reynolds, Re, do escoamento, Kays & London (1984).

As incertezas de medida e as propagadas dos parâmetros físicos mais representativos são indicadas na Tabela 1.

Tabela 1. Incerteza na avaliação dos parâmetros físicos mais representativos dos ensaios.

	Temperatura	Pressão	Vazão	h		$\Delta p$	
				Min.	Max.	Min.	Max.
Incerteza	$\pm 0.1$ °C	$\pm 0.86$ kPa	$\pm 0,15\%$	$\pm 4,0\%$	$\pm 6,5\%$	$\pm 5,7\%$	$\pm 30\%$

#### 4. RESULTADOS

Os ensaios foram realizados tendo por objetivo o levantamento do coeficiente de transferência de calor médio em cada micro canal da lâmina e a perda de carga, da qual foram removidos os efeitos de aceleração (de reduzido valor relativo) e de entrada e saída, como ilustrado na seção precedente. Os resultados aqui apresentados envolveram valores do número de Reynolds, relativos a cada micro canal individual, que variaram entre 2.000 e 6.500, no

caso do refrigerante R-134a, e entre 4.400 e 14.500, para o R-410A. As Figs. 3a, b constituem um sumário dos resultados obtidos nos ensaios de escoamento monofásico, no estado de líquido subresfriado, dos refrigerantes R-134a e R-410A, tendo sido incluídas para efeito de comparação do desempenho relativo dos dois refrigerantes. O coeficiente de transferência de calor e a perda de carga são apresentados em termos de sua variação com a velocidade mássica, relativa ao escoamento em um único canal da lâmina. Na Fig. 3a nota-se que a perda de carga, resultante do efeito exclusivo do atrito, não apresenta diferenças significativas para os dois refrigerantes ensaiados. Tal comportamento pode ser justificado considerando que a perda de carga é dada por uma relação do tipo:

$$\Delta p = 2 f \left( \frac{L}{D_h} \right) \left( \frac{G^2}{\rho} \right) \quad (6)$$

Admitindo, para efeito de raciocínio, que  $f$  seja dado por uma correlação do tipo Blasius, pode se demonstrar que

$$\frac{(\Delta p)_{134a}}{(\Delta p)_{410A}} = \left[ \frac{(\mu)_{134a}}{(\mu)_{410A}} \right]^{0,25} \left[ \frac{(\rho)_{410A}}{(\rho)_{134a}} \right] \quad (7)$$

Para as condições operacionais dos ensaios, a relação entre perdas de carga da Eq. (7) resulta da ordem de 1,033, confirmando a tendência da Fig. 3a, onde não se notam diferenças significativas entre os resultados para os dois refrigerantes. No caso do coeficiente de transferência de calor, os valores obtidos para o refrigerante R-410A são aproximadamente o dobro daqueles do R-134a, Fig. 3b. Tal comportamento pode ser justificado de forma análoga à perda de carga. Assim, considerando uma correlação do tipo Dittus&Boelter, para dadas velocidade mássica e geometria, a relação entre os coeficientes de transferência de calor pode ser escrita como:

$$\frac{(h)_{134a}}{(h)_{410A}} = \left[ \frac{(k)_{134a}}{(k)_{410A}} \right] \left[ \frac{(\mu)_{410A}}{(\mu)_{134a}} \right]^{0,8} \left[ \frac{(Pr)_{134a}}{(Pr)_{410A}} \right]^{0,4} \quad (8)$$

da qual resulta um valor da ordem de 0,5, para as condições dos ensaios, confirmando os resultados da Fig. 3b.

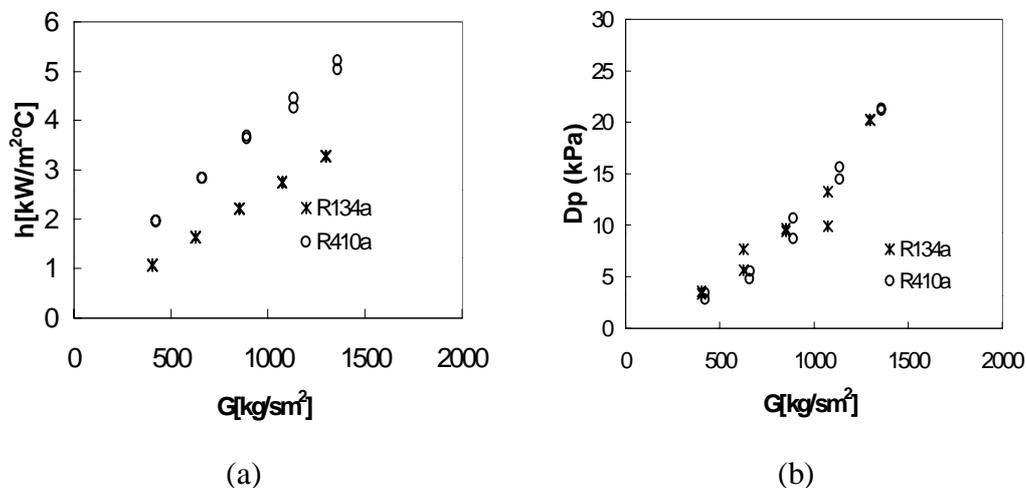


Figura 3. Variação com a velocidade mássica (a) da perda de carga no micro canal; (b) do coeficiente de transferência de calor médio.

Os resultados dos ensaios foram confrontados com correlações clássicas para os coeficientes de atrito e de transferência de calor, desenvolvidas para tubos de dimensões convencionais. A correlação de Churchill (1977) para o coeficiente de atrito foi considerada como referência para avaliação da perda de carga, podendo ser expressa como:

$$\frac{f}{2} = \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (9)$$

onde  $B=(37530/Re)^{16}$  e  $A=[2,457\ln((7/Re)^{0,9}+0,27(\epsilon/D_h))]^{16}$ .

O gráfico da Fig. 4a apresenta a perda de carga resultante da correlação de Churchill, aplicada aos micro canais ensaiados em termos daquela obtida experimentalmente. A rugosidade específica,  $\epsilon/D_h$ , foi admitida igual a  $4,119 \times 10^{-3}$  para efeito de avaliação da perda de carga pela Eq. (9). Verifica-se, que a dispersão varia entre os limites de +10,6% e -25,7% para ambos os refrigerantes, embora a maioria dos pontos esteja dentro de uma faixa inferior a  $\pm 10\%$ , resultado que confirma a adequação da correlação de Churchill a canais de reduzidas dimensões transversais.

No caso do coeficiente de transferência de calor, gráfico da Fig. 4b, a correlação considerada como de referência foi a de Gnielinski (1976), de boa precisão em aplicações envolvendo tubos de diâmetros convencionais. A forma geral da correlação de Gnielinski é a seguinte:

$$Nu = \frac{(4f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7\sqrt{4f/8}(Pr^{2/3}-1)} \quad (10)$$

onde  $4f=(0,79\ln Re - 1,64)^{-2}$  para  $2300 < Re < 5 \times 10^6$  e  $0,5 < Pr < 2000$ .

Os resultados ilustrados na Fig. 4b indicam que os pontos apresentam uma dispersão variando entre +4,1% e -20%, com a maioria deles situando-se entre os limites  $\pm 10\%$ , a exemplo do que ocorreu com a perda de carga. Tais resultados permitem concluir que a correlação de Gnielinski (1976) é adequada para geometrias semelhantes às consideradas no presente estudo (dimensão da ordem de 1 mm). Finalmente, é interessante observar que os resultados correspondentes a ambos os refrigerantes ensaiados neste estudo apresentam uma dispersão relativamente uniforme nas curvas das Figs. 4a, b, o que indica a adequação das Eqs. (9) e (10) ao escoamento de refrigerantes halogenados em micro canais.

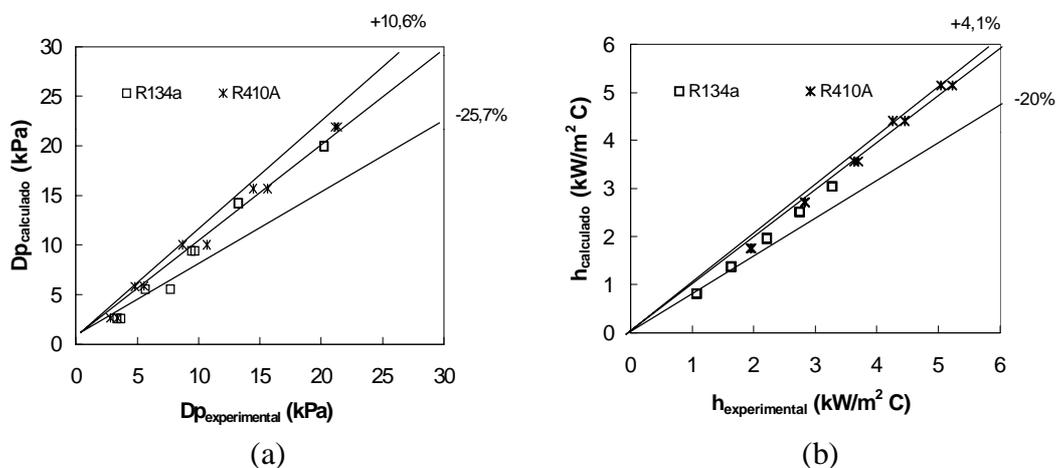


Figura 4. (a) perda de carga avaliada pela correlação de Churchill (1977) em termos da experimental; (b) coeficiente de transferência de calor avaliada pela correlação de Gnielinski (1976) em termos do experimental.

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados do escoamento monofásico, em estado de líquido subresfriado, dos refrigerantes R-134a e R-410A no interior de micro canais de dimensão transversal da ordem de 1mm foi investigado no presente estudo. Verificou-se que, por um lado, ambos refrigerantes apresentam perdas de carga comparáveis para uma mesma velocidade mássica, ao passo que o coeficiente de transferência de calor do R-140A é o dobro daquele obtido para o R-134a. Verificou-se, ainda, que correlações para os coeficientes de atrito e de transferência de calor desenvolvidas para canais de dimensões convencionais proporcionam resultados comparáveis aos experimentalmente levantados, sendo, portanto, recomendáveis para uso em micro canais de dimensão transversal da ordem de 1 mm.

### Agradecimentos

Os autores agradecem à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pelo apoio proporcionado ao presente estudo através de uma bolsa de doutoramento concedida ao primeiro autor. Os agradecimentos são extensivos ao “Air Conditioning and Refrigeration Center” da Universidade de Illinois, Urbana-Champaign, Estados Unidos da América, que, gentilmente, cedeu a bancada experimental para a realização dos ensaios.

### REFERÊNCIAS

- Churchill, S. W. (1977), Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes, *Chemical engineering*, Nov. 7, p.91-92.
- Graham, T.P & Dunn, W. Z., (1995), Friction and heat transfer characteristics for single-phase flow in microchannel condenser tubes, M. S. Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign.
- Gnielinski, V., (1976), New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International chemical engineering*, v.16, n.2, pp.359-368.
- Kays, W. M. & London, A. L., (1984), *Compact heat exchangers*, 3rd. Edition, McGraw-Hill.
- Olsson, C. O. (1994), Pressure drop characteristics of small-sized tubes, Paper number 94-WA/HT-1, Winter annual meeting of the American Society of Mechanical Engineers.
- Shah, R. K. & Bhatti, M. S. (1987), Turbulent and transition flow convective heat transfer in ducts, Cap.4, *Handbook of single-phase convective heat transfer* (Eds. Kakac, S., et al.) John Wiley & Sons, New York.
- Tuckerman, D. B. & Pease, F. W., (1982), Optimized convective cooling using micromachined structures, *Journal of Electrochemical Society*, v.129, n.3, pp.98C
- Wu, P., Little & W. A. (1983), Measurement of friction factors for the flow of gases in very fine channels used for microminiature Joule-Thomson refrigerators, *Cryogenics*, v.23, pp.273-277.
- Wu, P., Little & W. A. (1984), Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for microminiature refrigerators, *Cryogenics*, v.38, pp.415-420.
- Yang, C. Y. (1994), A theoretical and experimental study of condensation in flat extruded micro-fin tubes, Doctoral thesis, The Pennsylvania State University.
- Yang, C. Y. & Webb, R. L. , (1996), Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins, *Journal of heat and mass transfer*, v.39, n.4, pp. 801-809.

**SINGLE PHASE FLOW THERMO-HYDRAULIC OF REFRIGERANTS  
R134a AND R410A IN MICROCHANNEL TUBES**

***Abstract:** Present study aimed at the flow of subcooled refrigerants R-134a and R-410A in micro channels of hydraulic diameter of the order of 1 mm, currently used in automobile air conditioning applications. Results indicate that, for the same mass flow rate, pressure drop is comparable for both refrigerants whereas the heat transfer coefficient for refrigerant R-410A is twice as large as the one obtained for R-134a. It has been found that heat transfer and friction correlations developed for regular sized channels correlate results with good accuracy.*

***Palavras-chave:** Refrigerants, single-phase flow, heat transfer, pressure drop, microchannels*