

# INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS DO PROBLEMA SOBRE O ESCOAMENTO EM TROCADORES DE CALOR TUBO CAPILAR-LINHA DE SUÇÃO

**André Luiz Seixlack**

**Marcos Rogério Barbazelli**

Universidade Estadual Paulista, Câmpus de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica, 15385-000, Ilha Solteira, SP, Brasil. E-mail: [andre@dem.feis.unesp.br](mailto:andre@dem.feis.unesp.br)

## Resumo

Neste trabalho, é apresentada uma análise de sensibilidade de um modelo numérico para a simulação do escoamento ao longo de trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção, em relação a alguns parâmetros do problema. O modelo de dois fluidos é usado para a análise da região bifásica, considerando o não-equilíbrio hidrodinâmico entre as fases, com o objetivo de representar melhor o escoamento. A configuração do escoamento ao longo de um mesmo trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, pode ser alterada com a modificação de um ou mais dos seguintes parâmetros do problema: a consideração ou não da convecção natural, o grau de sub-resfriamento do refrigerante na entrada do tubo capilar, a temperatura do refrigerante na entrada na linha de sucção e a posição do trocador de calor ao longo do tubo capilar. A influência de cada um desses parâmetros sobre o escoamento, é analisada neste trabalho.

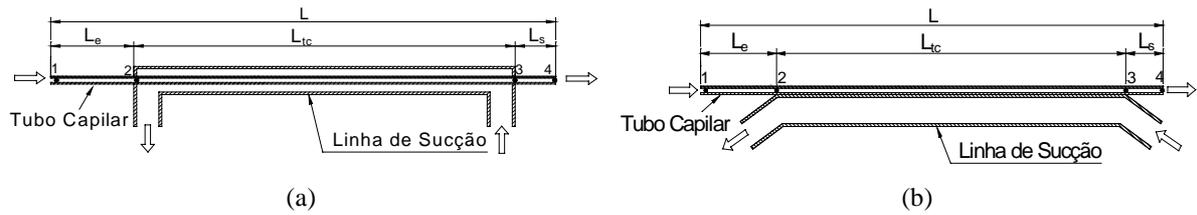
**Palavras-chaves:** Tubo capilar, Trocador de calor, Refrigeração.

## 1. INTRODUÇÃO

Tubos capilares são largamente usados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar de pequeno porte. Embora o tubo capilar seja fisicamente simples, o escoamento de fluido refrigerante em seu interior é bastante complexo, o que contribui para a busca de novas modelagens para tal escoamento, visando sempre adequar, cada vez mais com maior precisão, a análise teórica à situação real existente.

O escoamento no interior de tubos capilares, devido à mudança de fase, é dividido em duas regiões: uma monofásica (líquido sub-resfriado) e outra bifásica (líquido-vapor). Além disso, o escoamento é turbulento e compressível, sendo que a condição crítica, ou de bloqueio, pode ser atingida em sua saída. O escoamento ao longo dos tubos capilares pode ainda ser considerado adiabático ou não-adiabático.

Os tubos capilares aqui analisados formam, em parte de suas extensões, um trocador de calor em contracorrente com a linha de sucção do compressor, conhecido como *trocador de calor tubo capilar-linha de sucção*. Esse trocador de calor pode ser concêntrico ou lateral, como mostrado na Fig. 1. A Fig. 1(a) mostra o trocador de calor, no qual o tubo capilar é inserido concentricamente na linha de sucção, formando um trocador de calor em contracorrente tipo duplo-tubo. A Fig. 1(b) apresenta o trocador de calor tipo lateral, no qual o tubo capilar é soldado externamente à linha de sucção, também formando um trocador de calor em contracorrente.



**Figura 1.** Esquemas de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção:  
(a) concêntrico e (b) lateral.

Em razão de sua grande influência no desempenho do sistema, o tubo capilar tem sido fonte para várias pesquisas, que proporcionam grandes melhorias no entendimento do escoamento em seu interior (Dirik *et al.*, 1994; Peixoto, 1994; Melo *et al.*, 1998; Zangari e Melo, 1998; Zangari *et al.*, 1999). As investigações realizadas, contando com técnicas experimentais e simulações numéricas cada vez mais avançadas, refletem diretamente no aperfeiçoamento do projeto e dimensionamento de tubos capilares. Barbazelli (2000) estudou o escoamento ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, usando o modelo de dois fluidos para a análise da região bifásica. Tal modelo permite considerar o não-equilíbrio hidrodinâmico e o não-equilíbrio térmico entre as fases e também os fenômenos interfaciais.

Neste trabalho, apresenta-se uma análise de sensibilidade do modelo desenvolvido por Barbazelli (2000), em relação a alguns importantes parâmetros do problema.

## 2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

No modelo aqui apresentado, considera-se: (i) o tubo capilar reto, horizontal e com diâmetro constante; (ii) o escoamento incompressível na região de líquido, unidimensional e em regime permanente; (iii) o vapor, quando presente, está saturado em relação à pressão local; (iv) ambas as fases estão na mesma pressão e na mesma temperatura em qualquer seção transversal ao longo do tubo, ou seja, os efeitos de tensão superficial são desconsiderados; (v) o refrigerante está isento de óleo.

### 2.1 Equações governantes para a região de escoamento de líquido

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{f_L G^2 v_L}{2 d_{int}} \quad (1)$$

na qual  $z$  é a distância ao longo do tubo,  $p$  é a pressão,  $G$  é o fluxo de massa,  $v_L$  é o volume específico do líquido,  $d_{int}$  é o diâmetro interno do tubo capilar e  $f_L$  é o fator de atrito de Darcy, calculado pela correlação de Churchill (1977).

Regiões anterior e posterior ao trocador,

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} (UA'_{ca}) (T - T_a) \quad UA'_{ca} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_c \pi d_{int}} + \frac{1}{\bar{h}_a \pi d_{ext}}} \quad (2)$$

nas quais  $T_a$  é a temperatura do meio ambiente e  $\bar{h}_a$  é o coeficiente de transferência de calor entre o capilar e o meio ambiente.

Região do trocador de calor do tipo concêntrico,

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} (UA'_{cs}) (T - T_s) \quad UA'_{cs} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_c \pi d_{int}} + \frac{1}{\bar{h}_s \pi d_{ext}}} \quad (3)$$

nas quais  $c_p$  é o calor específico a pressão constante,  $\dot{m}$  é a vazão em massa,  $T$  é a temperatura do refrigerante ao longo do tubo capilar,  $T_s$  é a temperatura do refrigerante ao longo da linha de sucção,  $d_{int}$  é o diâmetro interno do tubo capilar,  $d_{ext}$  é o diâmetro externo do tubo capilar,  $\bar{h}_c$  é o coeficiente de transferência de calor no interior do capilar e  $\bar{h}_s$  é o coeficiente de transferência de calor entre o capilar e a linha de sucção.

## 2.2 Equações governantes para a região de escoamento bifásico

$$\frac{d}{dz} [(1 - \alpha)\rho_L V_L + \alpha\rho_V V_V] = 0 \quad (4)$$

na qual os subíndices L e V indicam, respectivamente, as fases de líquido e de vapor,  $\rho$  é a massa específica,  $V$  é a velocidade e  $\alpha$  é a fração de vazio (razão entre a área ocupada pela fase de vapor e a área total da seção transversal do tubo).

$$(1 - \alpha)\rho_L V_L \frac{dV_L}{dz} = -(1 - \alpha) \frac{dp}{dz} - F_{wL} + F_{Li} - (1 - \eta)(V_V - V_L)\Gamma \quad (5)$$

$$\alpha\rho_V V_V \frac{dV_V}{dz} = -\alpha \frac{dp}{dz} - F_{wV} + F_{Vi} - \eta(V_V - V_L)\Gamma \quad (6)$$

nas quais  $F_{Li}$  e  $F_{Vi}$  são, respectivamente, as forças interfaciais por unidade de volume atuando sobre a fase líquida e sobre a fase de vapor,  $F_{wL}$  e  $F_{wV}$  são as forças por unidade de volume devido ao atrito entre a parede do tubo e, respectivamente, as fases de líquido e vapor,  $\Gamma$  é a taxa de transferência de massa por unidade de volume na interface e  $V_i$  é a velocidade interfacial, dada por:  $V_i = [\eta V_L + (1 - \eta)V_V]$ , sendo  $\eta = 0,5$  (Wallis, 1969).

$$\frac{d}{dz} \left[ (1 - \alpha)\rho_L V_L \left( h_L + \frac{V_L^2}{2} \right) + \alpha\rho_V V_V \left( h_V + \frac{V_V^2}{2} \right) \right] = -\frac{dq}{dz} \quad (7)$$

na qual  $h_L$  e  $h_V$  são, respectivamente, as entalpias das fases líquida e de vapor e  $dq$  é o fluxo de calor infinitesimal conforme a posição ao longo do capilar.

## 2.3 Equação governante para a linha de sucção

$$\frac{dT_s}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} \left[ (UA'_{cs}) (T - T_s) + U_{sa} \pi D_s (T_a - T_s) \right] \quad (8)$$

na qual  $D_s$  é o diâmetro da linha de sucção e  $U_{sa} = \left[ (1/\bar{h}_s) + (1/\bar{h}_a) \right]^{-1}$  é coeficiente global de transferência de calor entre a linha de sucção e o ambiente.

Com isso, o modelo consiste: (i) das Eqs. (1) e (2) ou (3) na região de líquido, que devem ser solucionadas, respectivamente, para o cálculo das variáveis: pressão e temperatura; (ii) das Eqs. (4) a (7) na região bifásica, que devem ser solucionadas para o cálculo das variáveis:  $V_L$ ,  $V_V$ ,  $p$  e  $T$ ; (iii) da Eq. (8) na região do trocador de calor, que deve ser solucionada para o cálculo da temperatura  $T_s$ .

Para tanto, torna-se necessário especificar as equações constitutivas para os parâmetros:  $f_L$ ,  $\bar{h}_c$ ,  $\bar{h}_s$ ,  $\bar{h}_a$ ,  $F_{WL}$ ,  $F_{WV}$ ,  $F_{Li}$  e  $F_{Vi}$ , além de correlações para as propriedades termodinâmicas  $\rho_L$ ,  $\rho_V$ ,  $h_L$  e  $h_V$ . Tais equações constitutivas e correlações estão descritas em Barbazelli (2000).

## 2.4 Metodologia de Solução

A solução das equações diferenciais, tanto na região líquida como na região bifásica, é obtida por integração numérica usando o método de Predição e Correção de quinta ordem. O programa calcula a vazão em massa, conhecidos o comprimento do tubo e as condições de operação. O procedimento de cálculo é iterativo uma vez que as equações de conservação dependem da vazão em massa e, além disso, não se conhece a temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção ( $T_{s,o}$ ). Dessa forma, inicialmente os valores de  $\dot{m}$  e  $T_{s,o}$  são estimados e o comprimento calculado do capilar ( $L_{calc}$ ), juntamente com o valor da temperatura do refrigerante na entrada da linha de sucção ( $T_{s,i}$ ), são comparados com os seus respectivos valores medidos. Em seguida os valores de  $\dot{m}$  e  $T_{s,o}$  são corrigidos usando-se o método de Newton-Raphson até que a convergência seja obtida.

## 3. INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS DO PROBLEMA

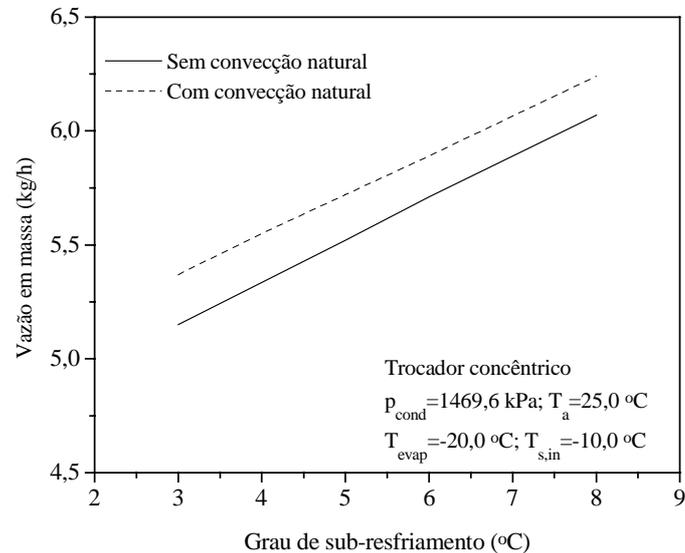
Para um mesmo trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, a configuração do escoamento pode ser alterada com a modificação de um ou mais dos seguintes parâmetros do problema: a consideração ou não da convecção natural, o grau de sub-resfriamento do refrigerante na entrada do tubo capilar, a temperatura do refrigerante na entrada da linha de sucção e a posição do trocador de calor ao longo do tubo capilar. A influência de cada um desses parâmetros sobre o escoamento é analisada a seguir.

### 3.1 Influência da convecção natural

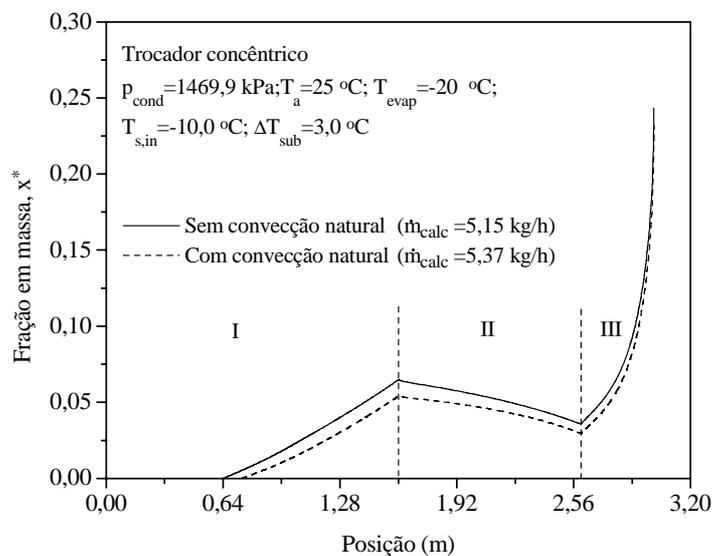
Alguns autores têm relatado que a transferência de calor por convecção natural entre trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção e o meio ambiente exerce pouca influência sobre o escoamento. Entretanto, no decorrer desse trabalho, comprovou-se o que já havia sido verificado por Mezavila (1995), que a convecção natural apresenta uma influência significativa sobre o escoamento. Tal fato pode ser observado na Fig. 2(a), na qual comparam-se as vazões em massa calculadas pelo modelo, considerando ou não a convecção natural, em função do grau de sub-resfriamento do refrigerante na entrada do tubo capilar.

Observa-se na Fig. 2(a), para graus de sub-resfriamento menores, que a diferença entre um caso e outro é da ordem de 5 %, sendo que esse valor diminui à medida em que se aumenta o grau de sub-resfriamento. Na Fig. 2(b) mostram-se os perfis de fração em massa da mistura líquido-vapor ao longo do tubo capilar, para o caso  $\Delta T_{sub}=3$  °C. Observa-se que para o caso mostrado, o ponto de início de vaporização do refrigerante está localizado na região de entrada do tubo capilar (I). Na região do trocador de calor (II), em função da troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção, ocorre uma redução da fração em massa, indicando a possibilidade de recondensação total do refrigerante em alguns casos. Na região de saída do capilar (III), observa-se um aumento contínuo da fração em massa em ambos os casos.

Observa-se, ainda, na Fig. 2(b), a diferença entre os perfis de fração em massa para as situações com e sem convecção natural, que se reflete nos valores de vazão em massa calculados. A troca de calor com o meio ambiente faz com que a temperatura do fluido refrigerante líquido seja reduzida, atrasando o ponto de início da vaporização (vide linha tracejada mostrada na Fig. 2(b)), aumentando a extensão da região líquida e a vazão em massa ( $\dot{m}=5,37$  kg/h), em relação ao caso sem convecção natural ( $\dot{m}=5,15$  kg/h).



(a)



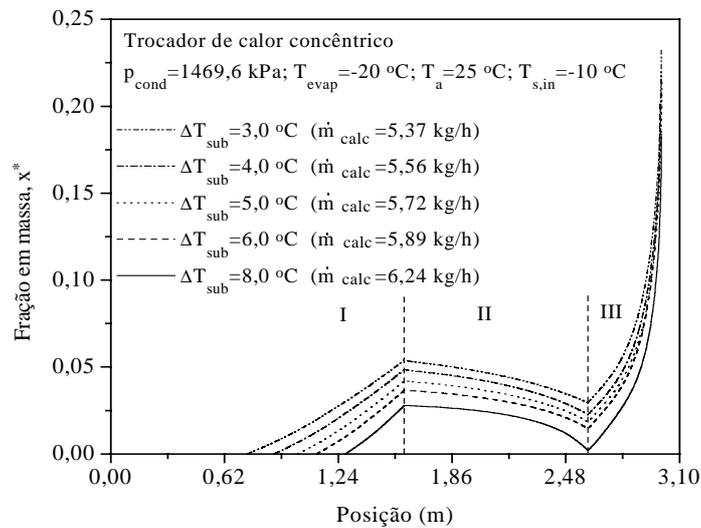
(b)

**Figura 2.** Influência da convecção natural sobre: (a) a vazão em massa; (b) os perfis de fração em massa ( $L=3,0$  m;  $L_e=1,6$  m;  $L_{tc}=1,0$  m;  $d_{\text{int}}=0,77$  mm;  $d_{\text{ext}}=2,0$  mm;  $D_s=5,6$  mm).

### 3.2 Influência do grau de sub-resfriamento

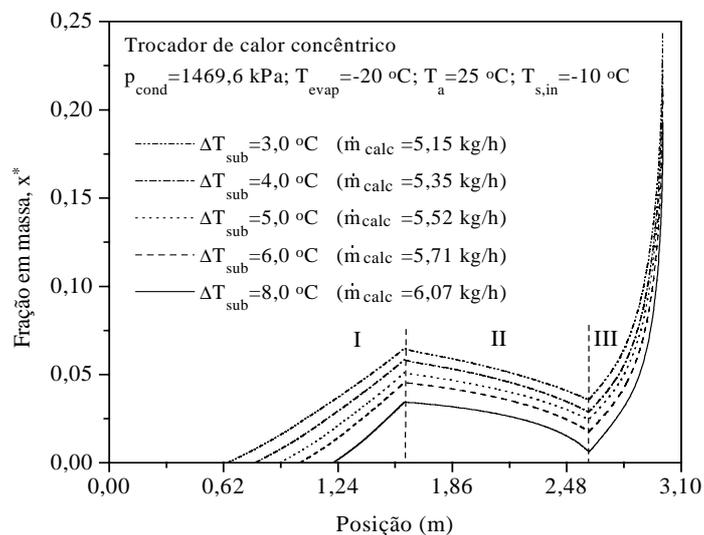
Nas Figs. 3 e 4 são mostrados os perfis de fração em massa ao longo do tubo capilar, respectivamente, com e sem convecção natural, para alguns valores de grau de sub-resfriamento e uma mesma configuração geométrica. Nota-se na Fig. 3 que, variando-se apenas o grau de sub-resfriamento nas condições de operação, quanto maior o grau de sub-

resfriamento: maior a extensão da região líquida, maior a vazão em massa calculada, maior é a probabilidade de ocorrência de recondensação total do refrigerante e menor é o valor da fração em massa na saída do tubo capilar.



**Figura 3.** Influência do grau de sub-resfriamento ( $L=3,0$  m;  $L_e=1,6$  m;  $L_{tc}=1,0$  m;  $d_{int}=0,77$  mm;  $d_{ext}=2,0$  mm;  $D_s=5,6$  mm; com convecção natural).

Comparando as Figs. 3 e 4, verifica-se que a consideração de troca de calor com o ambiente aumenta a extensão da região líquida, aumentando o valor de vazão em massa calculado. Observa-se que a desconsideração da convecção natural desloca a curva de fração em massa para a esquerda na região de entrada (I), e para cima na região do trocador de calor (II), diminuindo assim, a probabilidade de ocorrência de recondensação total do refrigerante ao longo do trocador de calor.

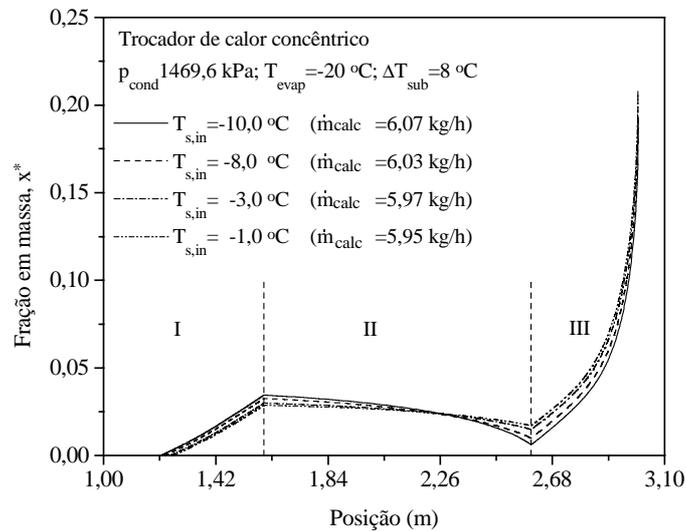


**Figura 4.** Influência do grau de sub-resfriamento ( $L=3,0$  m;  $L_e=1,6$  m;  $L_{tc}=1,0$  m;  $d_{int}=0,77$  mm;  $d_{ext}=2,0$  mm;  $D_s=5,6$  mm; sem convecção natural).

### 3.3 Influência da temperatura de entrada na linha de sucção

A Fig. 5 apresenta os perfis de frações em massa ao longo do tubo capilar em função da temperatura do fluido refrigerante na entrada da linha de sucção ( $T_{s,in}$ ), mantidas constantes as

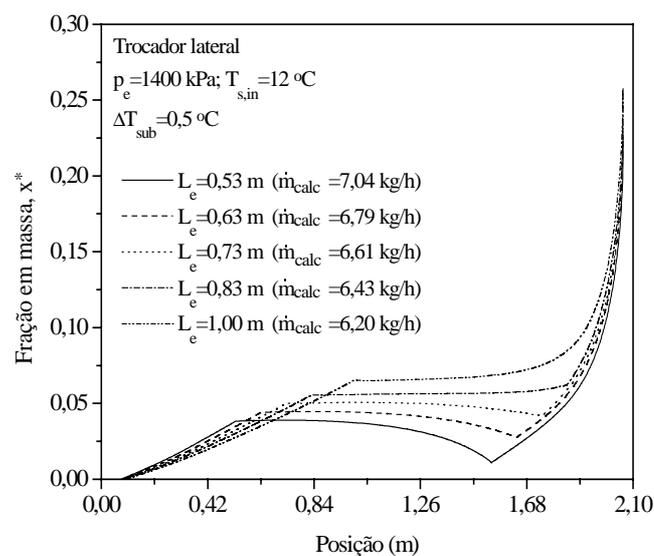
características geométricas e demais condições de operação. Observa-se que a redução da temperatura  $T_{s,in}$  aumenta o efeito de resfriamento ao longo da região do trocador de calor, que em alguns casos pode provocar a recondensação total do fluido refrigerante, conforme se verifica pela tendência dos perfis apresentados na Fig. 5. Nota-se na Fig.5, que a variação da temperatura  $T_{s,in}$  tem pouca influência sobre o valor de vazão em massa calculada, para as condições de operação e geometria testada, uma vez que uma variação de 9 °C provocou uma variação de apenas 0,12 kg/h.



**Figura 5.** Influência da temperatura do fluido refrigerante na entrada da linha de sucção ( $L=3,0 \text{ m}$ ;  $L_e=1,6 \text{ m}$ ;  $L_{tc}=1,0 \text{ m}$ ;  $d_{int}=0,77 \text{ mm}$ ;  $d_{ext}=2,0 \text{ mm}$ ;  $D_s=5,6 \text{ mm}$ )

### 3.4 Influência da posição do trocador de calor

A posição relativa do trocador de calor ao longo do tubo capilar, mantendo-se constantes as condições de operação e as demais características geométricas ( $d_{int}$ ,  $d_{ext}$ ,  $L$ ,  $L_{tc}$ ), pode influenciar a configuração do escoamento. Na Fig. 6 são mostrados os perfis de frações em massa ao longo do tubo capilar para diferentes comprimentos da região de entrada ( $L_e$ ).



**Figura 6.** Influência da posição do trocador de calor ao longo do tubo capilar ( $L=2,06 \text{ m}$ ;  $L_{tc}=1,0 \text{ m}$ ;  $d_{int}=0,813 \text{ mm}$ ;  $d_{ext}=2,06 \text{ mm}$ ;  $D_s=6,31 \text{ mm}$ ).

Nos casos apresentados na Fig. 6, observa-se que o ponto de início de vaporização ocorre na região de entrada e que o refrigerante sofre uma recondensação parcial na região do trocador de calor. Observa-se também que o aumento da região de entrada do tubo capilar diminui a probabilidade de recondensação total, fazendo com que a fração em massa aumente continuamente a partir de  $L_e=0,83$  m.

Dessa forma, pode-se aumentar a vazão em massa ao longo de um tubo capilar diminuindo-se o comprimento  $L_e$ . Entretanto, conforme comentado por Mezavila (1995) e Peixoto (1994) e mencionado em ASHRAE (1988), o comprimento  $L_e$  deve ser maior que o comprimento da região de saída do tubo capilar (região III) afim de evitar a recondensação total e possíveis problemas de instabilidade operacionais.

#### 4. CONCLUSÕES

O desenvolvimento deste trabalho levou às seguintes conclusões:

- (i) a consideração da convecção natural exerce uma influência significativa sobre o escoamento ao longo dos tubos capilares, refletindo no perfil de fração em massa e no valor da vazão em massa calculada. A troca de calor com o meio ambiente faz com que a temperatura do fluido refrigerante líquido seja reduzida, atrasando o início da vaporização, aumentando a região de escoamento líquido e a vazão em massa em relação ao caso sem convecção natural;
- (ii) a variação do grau de sub-resfriamento, mantendo-se fixas as demais condições de operação e a configuração geométrica do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, também exerce uma influência significativa sobre o escoamento. Quanto maior o grau de sub-resfriamento, maior a extensão da região de líquido, maior é a probabilidade de ocorrência de recondensação total do refrigerante e menor é o valor da fração em massa na saída do tubo capilar;
- (iii) a temperatura na entrada da linha de sucção tem uma pequena influência sobre o valor da vazão em massa para as condições de operação e geometrias testadas. Por outro lado a posição relativa do trocador de calor ao longo do tubo capilar exerce uma influência significativa sobre a vazão em massa.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pelo suporte financeiro para a realização deste trabalho.

#### 6. REFERÊNCIAS

- ASHRAE, 1988, "Handbook of Equipment", American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, pp.19.21.
- Barbazelli, M.R., 2000, "Análise do Escoamento Bifásico em Tubos Capilares Não-Adiabáticos Usando o Modelo de Dois Fluidos", Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual Paulista-UNESP, Campus de Ilha Solteira, SP, 129 p.
- Churchill, S.W., 1977, "Friction Factor Equation Spans all Fluid Flow Regimes", Chemical Engineering, Vol. 84, November, pp. 91-92.
- Dirik, E., Inam, C. and Tanes, M.Y., 1994, "Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Nonadiabatic Capillary Tubes", Proceedings of the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, pp. 365-370.

- Melo, C., Mendonça, K.C. e Mezavila, M.M., 1998, "Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do tipo Lateral: Simulação e Experimentos", Anais – V Norte–Nordeste - VCEM, Vol. 3, pp. 195-202.
- Mezavilla, M.M., 1995, "Simulação do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares Não-Adiabáticos", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 120 p.
- Peixoto, R.A., 1994, "Análise Teórico–Experimental do Escoamento do Fluido Refrigerante HFC-134a em Trocadores de Calor Tubo Capilar–Linha de Sucção Utilizados em Sistemas de Refrigeração", Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da USP, São Paulo, 185p.
- Wallis, G. B., 1969, "One-Dimensional Two-Phase Flow", McGraw-Hill Book Company, USA.
- Zangari, J.M. e Melo, C., 1998, "Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do Tipo Concêntrico: Abordagem Experimental", Anais – V Norte–Nordeste - VCEM , Vol. 3, pp. 203-210.
- Zangari, J.M., Melo, C. e Ferreira, R.T.S., 1999, " Efeito da Geometria e das Condições de Operação sobre o Desempenho de Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do Tipo Concêntrico", Anais - XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, São Paulo, CD Rom AAAAFI-SR05.