

Influência das curvas de retorno no desempenho dos evaporadores do tipo tubo-aletado

Alexandre Garcia Costa, garcia.costa@unesp.br¹
André Luiz Seixlack, andre.seixlack@unesp.br²

Universidade Estadual Paulista - UNESP, Ilha Solteira, 15385-000, Brasil,

Resumo. Este trabalho tem como objetivo analisar a influência da queda de pressão nas curvas de retorno de 180°, no desempenho de evaporadores do tipo tubo-aletado em um modelo numérico proposto por Pimenta (2015), no qual este fenômeno não foi considerado. Também é realizado um estudo de sensibilidade do modelo às equações constitutivas para se encontrar um grupo de correlações que apresente o menor desvio relativo e uma análise da influência da malha computacional sobre os resultados. A partir de uma revisão bibliográfica separou-se 32 correlações, incluindo 4 correlações para o cálculo da queda de pressão nas curvas, e foram incluídos no modelo numérico os métodos necessários para realizar as análises propostas. Para isso, foi necessário realizar a localização das curvas na malha e criar um método para testar as combinações das correlações selecionadas. O estudo da influência da malha é feito a partir do método GCI. Os resultados obtidos mostraram uma baixa influência das curvas no desempenho dos evaporadores analisados e o estudo de sensibilidade aponta um grupo de correlações que apresenta um desvio relativo médio de 1,05% em relação ao dados experimentais de capacidade de refrigeração encontrados na literatura. O índice GCI obtido é da ordem de 0,19%.

Palavras chave: Evaporador do tipo tubo-aletado. Curva de retorno. Queda de pressão.

Abstract. This work aims to analyze for the influence of pressure drop on the 180° return bends on the performance of finned-tube evaporators in a numerical model proposed by Pimenta (2015), in which this phenomenon has not been considered for. A study of sensitivity of the model to constitutive equations is also carried out to find a group of correlations that presented the smallest relative deviation and an analysis of the influence of the computational mesh on the results is also made. From a literature review, 32 correlations were separated, including 4 correlations for the calculation of pressure drop in 180° return bends, and the methods necessary to perform the proposed analysis were included in the numerical model. For this purpose it was needed to locate the return bends on the mesh and to create a method to test the combinations of the selected correlations. The study of the influence of the mesh is based on the CGI method. The obtained results have shown a low influence of return bends on the performance of the tested evaporators and the sensibility study can point to a group of correlations that presents a 1,05% medium relative deviation in relation to the experimental data of the cooling capacity reported in the literature. The obtained GCI index is about 0,19%.

Keywords: Finned-tube evaporator. Return bend. Pressure drop.

Nomenclatura

Letras gregas

Λ Multiplicador de curvatura

μ Viscosidade dinâmica [Ns/m²]

Φ Multiplicador bifásico

ρ Massa específica [kg/m³]

σ Tensão superficial [N/m]

Símbolos

Δz Comprimento do volume de controle [m]

b Ordem de convergência

CGI Índice de convergência de malha

D Diâmetro do tubo [m]

E Erro relativo

f Fator de atrito

F_S Fator de segurança

G Fluxo de massa [kg/m²s]

J Velocidade superficial [m/s]

L	Comprimento da curva [m]	$chen$	Relativo à Chen <i>et al.</i> (2004)
L_{evap}	Comprimento do evaporador [m]	l	Fase líquida
p	Pressão [Pa]	lo	Fase líquida apenas
R	Raio de curvatura da curva [m]	rb	Curva de retorno
r	Razão entre elementos de malhas consecutivas	$sing$	singular
Re	Número de Reynolds	sp	Monofásico
We	Número de Weber	st	Tubo reto
x	Título	v	Fase de vapor
z	Coordenada ao longo do tubo [m]	vo	Fase de vapor apenas

Subscritos

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho tem como objetivo analisar a influência das curvas de retorno dos tubos na eficiência de evaporadores do tipo tubo-aletado, a partir do trabalho desenvolvido por Pimenta (2015) que apresentou um modelo numérico para simular o escoamento e a transferência de calor do fluido refrigerante R-134a em regime transiente e permanente em evaporadores de tubo-aletado comumente utilizados em refrigeradores do tipo *no-frost*. No modelo numérico utilizado, o escoamento do refrigerante é assumido como unidimensional e é dividido em uma região bifásica e outra de vapor superaquecido. O modelo homogêneo é utilizado para caracterizar a região de escoamento bifásico e é considerada a condensação do vapor de água na região externa do evaporador. As equações fundamentais da conservação de massa, quantidade de movimento e energia do escoamento de refrigerante são resolvidas para calcular, respectivamente, a velocidade, a pressão e a entalpia específica do escoamento. As equações da conservação da energia e da massa da umidade do ar são resolvidas para calcular, respectivamente, a temperatura e umidade absoluta do ar que escoam no exterior do evaporador. Além disso, a equação da conservação de energia para a parede do tubo do evaporador é resolvida para calcular a distribuição de temperatura na parede. Todas as equações fundamentais são integradas numericamente e resultam em um conjunto de equações algébricas que são resolvidas pelo método de Newton-Raphson. A falta de um método para considerar a queda de pressão nas curvas de retorno no modelo de Pimenta (2015) é a motivação deste trabalho. Também é feita uma análise de sensibilidade em relação às correlações obtidas na revisão bibliográfica para o cálculo dos seguintes parâmetros: fator de atrito na região monofásica; força de atrito na região bifásica; coeficiente de transferência de calor por convecção na região monofásica; coeficiente de transferência de calor na região bifásica; coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a parede externa; queda de pressão nas curvas de retorno. No total foram utilizadas 32 correlações divididas em seis grupos e desenvolveu-se um método para realizar combinações e encontrar o grupo que apresentasse o menor desvio relativo médio em relação aos dados experimentais. Também foi testada a influência da malha computacional utilizada no modelo numérico sobre os resultados obtidos, utilizando-se o método GCI, Roache (1994), que se baseia na extrapolação de Richardson. Este estudo tem como intenção contribuir para a busca da eficiência energética de máquinas térmicas, no caso específico, evaporadores do tipo tubo-aletado.

2. Metodologia de Solução

Pimenta (2015) analisou dois evaporadores de geometrias diferentes. Um com uma fileira e quatro tubos e outro com quatro fileiras e cinco tubos. O primeiro foi utilizado para simular o evaporador apresentado por Liang *et al.* (1999) no qual foram estudados três casos para condições de operação diferentes em regime permanente e o evaporador apresentado por Jia *et al.* (1995) que foi estudado em regime transiente. O evaporador de quatro fileiras e cinco tubos foi utilizado para simular o evaporador apresentado por Melo *et al.* (2006) e os seis casos estudados para diferentes regimes de operação. Para realizar as simulações, Pimenta (2015) criou malhas computacionais de 400 pontos para a primeira geometria e de 200 pontos para a segunda. A revisão bibliográfica feita no presente trabalho para métodos de cálculo da queda de pressão nas curvas de retorno resultou em quatro métodos encontrados na literatura: Chisholm (1983) e Idelchik (1986); Chen *et al.* (2004); Domanski and Hermes (2008); Padilla *et al.* (2009). As equações de cada método são:

- Chisholm (1983) e Idelchik (1986)

$$\Delta p_{rb} = \Phi \Delta p_{sp} \tag{1}$$

$$\Phi = 1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) x [b(1-x) + x] \tag{2}$$

$$b = 1 + \frac{2,2}{K_{sp} \left(2 + \frac{R}{D}\right)} \quad (3)$$

$$\Delta p_{sp} = K_{sp} \frac{G^2}{2\rho_l} \quad (4)$$

$$K_{sp} = f_l \frac{L}{D} + 0,294 \frac{R^{0.5}}{D} \quad (5)$$

nas quais Δp_{rb} é a queda de pressão na curva de retorno, Φ é o multiplicador bifásico proposto por Chisholm (1983), Δp_{sp} é a queda de pressão na curva de retorno de um escoamento monofásico puramente líquido, R é o raio de curvatura, D é o diâmetro interno do tubo, L é o comprimento da curva, x é o título do refrigerante, ρ_l é a massa específica da fase líquida, ρ_v é a massa específica da fase gasosa, G é o fluxo de massa do escoamento e f_l é o fator de atrito de Fanning para o escoamento da fase líquida.

- Chen *et al.* (2004)

$$f_{chen} = \frac{10^{-2} Re_m^{0,35}}{We_v^{0,12} \exp\left(0,194 \frac{2R}{D}\right) x^{1,26}} \quad (6)$$

$$\Delta p_{rb} = f \frac{L}{D} \frac{G^2 x^2}{2\rho_v} \quad (7)$$

nas quais $Re_m = Re_v + Re_l$ é o número de Reynolds combinado, $Re_v = \frac{GxD}{\mu_v}$, $Re_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l}$, $We_v = \frac{G^2 D}{\rho_v \sigma}$ é o número de Weber para o vapor, σ é a tensão superficial do líquido, μ_v é a viscosidade dinâmica da fase de vapor e μ_l é a viscosidade dinâmica da fase líquida.

- Domanski e Hermes (2008)

$$\left(\frac{dp}{dl}\right)_{rb} = \Lambda \left(\frac{dp}{dl}\right)_{st} \quad (8)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{st} = \left[\left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} + 2x \left(\left(\frac{dp}{dz}\right)_{vo} - \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo}\right)\right] (1-x)^{1/3} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{vo} x^3 \quad (9)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} = 2 \frac{f_l}{D} \frac{G^2}{\rho_l} \quad (10)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{vo} = 2 \frac{f_v}{D} \frac{G^2}{\rho_v} \quad (11)$$

$$\Lambda = a_0 \left(\frac{GxD}{\mu_v}\right)^{a_1} \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{a_2} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{a_3} \left(\frac{2R}{D}\right)^{a_4} \quad (12)$$

nas quais os coeficientes de a_0 a a_4 são encontrados no trabalho de Domanski and Hermes (2008).

- Padilla *et al.* (2009)

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{rb} = \left(-\frac{dp}{dz}\right)_{st} + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_{sing} \quad (13)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{sing} = a \left[\frac{\rho_v J_v^2}{R}\right] \left[\frac{J_l^2}{R}\right]^b \quad (14)$$

nas quais $a = 0,047 [s^{2/3}/m^{1/3}]$ e $b = 1/3$, $J_v = \frac{Gx}{\rho_v}$ é a velocidade superficial da fase de vapor e $J_l = \frac{G(1-x)}{\rho_l}$ é a velocidade superficial da fase líquida.

Para incluir os valores das quedas de pressão nas curvas de retorno no modelo numérico é necessário identificar o primeiro ponto da malha após uma curva e em seguida calcular o valor da queda de pressão na curva e informar ao programa o novo valor da pressão naquele ponto. Para identificar esses pontos, utilizou-se a lógica

$$L = MJH + 1 \quad (15)$$

na qual $H = 1, \dots, NTR - 1$, NTR é total o número total de tubos do evaporador e MJ é o número total de pontos de um tubo que é função das dimensões do evaporador, dado por

$$MJ = \frac{L_{evap}}{\Delta z} \quad (16)$$

na qual L_{evap} é o comprimento do evaporador e Δz é o tamanho de cada volume de controle. Ressalta-se que no algoritmo MJ é calculado a partir da divisão apenas da parte inteira das variáveis mencionadas na Eq. (16). Assim, para o evaporador de uma fileira e quatro tubos $MJ = 100$, $H = 1, \dots, 3$, totalizando 3 curvas e para o evaporador de quatro fileiras e cinco tubos por fileira $MJ = 10$ e $H = 1, \dots, 19$, totalizando 19 curvas.

Para realizar a análise de sensibilidade do modelo, optou-se em utilizar inicialmente a configuração de correlações adotada por Pimenta (2015), chamada de Configuração 1, dada por

- (i) Fator de atrito monofásico - Churchill (1977)
- (ii) Força de atrito na região bifásica - Müller-Steinhagen and Heck (1986)
- (iii) Coeficiente de transferência de calor por convecção na região monofásica - Dittus and Boelter (1930)
- (iv) Coeficiente de transferência de calor por convecção na região bifásica - Jung *et al.* (1989)
- (v) Coeficiente de transferência de calor por convecção do ar com a parede externa - McQuiston (1980)
- (vi) Queda de pressão nas curvas de retorno - desconsiderado.

Assim, primeiramente, variou-se a correlação para o cálculo do fator de atrito monofásico mantendo fixas as demais correlações, iguais às da configuração 1. Isto é feito para todos os grupos de i a vi de correlações até encontrar a configuração que apresentou o conjunto de correlações com o menor desvio relativo médio.

Para o fator de atrito monofásico foram utilizadas as correlações: Churchill (1977); Chen (1979); Haaland (1983); Serghides (1984) e Romeo *et al.* (2002). Para o cálculo da força de atrito na região bifásica foram utilizadas as correlações: Lockhart and Martinelli (1949); Chisholm (1973); Friedel (1979); Müller-Steinhagen and Heck (1986); Whalley (1987); Lin *et al.* (1991) e Zhang and Webb (2001). Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção na região monofásica foram utilizadas as correlações: Dittus and Boelter (1930); Sleicher and Rouse (1975); Gnielinski (1976) e Taler and Taler (2017). Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção na região bifásica foram utilizadas as correlações: Chen (1966); Gungor and Winterton (1987); Kandlikar (1990); Jung *et al.* (1989); Liu and Winterton (1991); Tran *et al.* (1996); Sun and Mishima (2009); Bandarra Filho (2002); Fang (2013) e Fang *et al.* (2017). Para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a parede externa do tubo foram utilizadas as correlações: McQuiston (1980) e Turaga *et al.* (1988). Assim, com as correlações para o cálculo da queda de pressão nas curvas totalizam-se 32 correlações.

Para verificar a influência da malha nos resultados do trabalho de Pimenta (2015) assim como nos resultados do presente trabalho, utilizou-se o método *Grid Convergence Index*, (Roache, 1994), que investiga a partir de um índice a convergência da malha. O índice GCI indica o quão próxima a solução está do valor assintótico e é dado por

$$GCI = \frac{F_S E}{r^b - 1} \quad (17)$$

na qual E o erro relativo, r é a razão entre o número de elementos de duas malhas consecutivas, F_S é o fator de segurança e b é a ordem de convergência. Para a comparação entre duas malhas, F_S tem valor de 3,0 e para mais de duas malhas tem valor de 1,25. O erro relativo e a ordem de convergência são, respectivamente, dados por

$$E = \left| \frac{f_1 - f_2}{f_1} \right| 100 \quad (18)$$

$$b = \frac{\ln \left(\frac{f_3 - f_2}{f_2 - f_1} \right)}{\ln(r)} \quad (19)$$

nas quais f é qualquer variável do problema e f_1 , f_2 e f_3 são, respectivamente, os valores da variável escolhida para a malha refinada, intermediária e menos refinada. No presente estudo, a variável escolhida foi a capacidade de refrigeração e a malha com 200 pontos do evaporador de quatro fileiras e cinco cinco tubos.

3. Resultados e Discussão

A Figura 1 apresenta uma comparação entre a queda de pressão ao longo do evaporador para o evaporador de cinco fileiras e quatro tubos para o Caso 1, no qual a vazão em massa de refrigerante é de $\dot{m} = 2,62 \text{ kg/h}$ e a temperatura do ar na entrada de $T_a = -12.5 \text{ }^\circ\text{C}$.

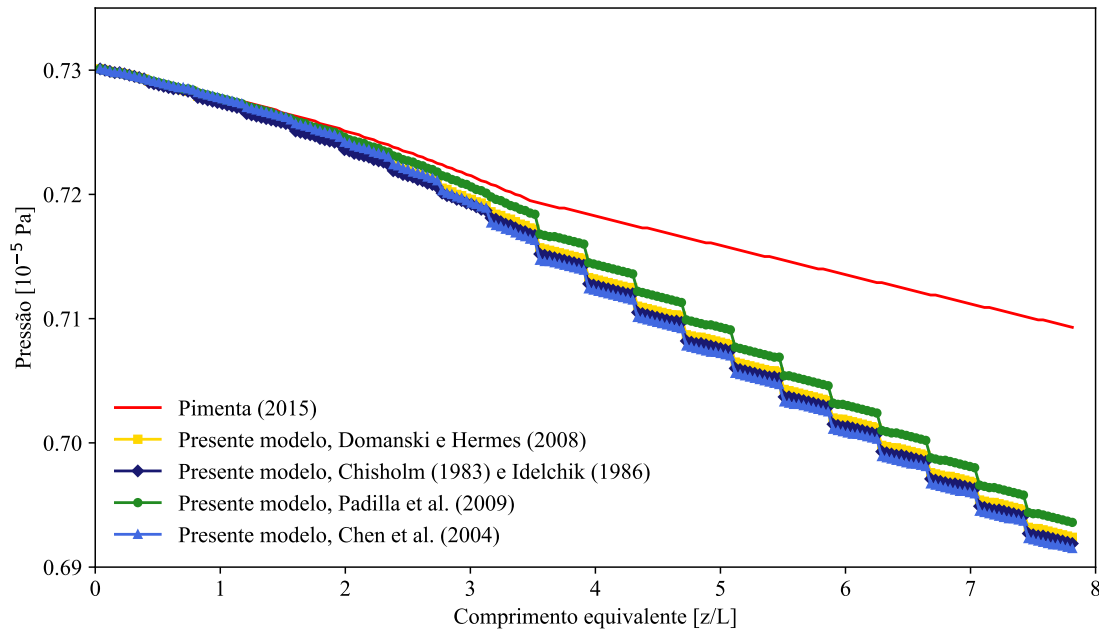


Figura 1: Queda de pressão ao longo do evaporador - Caso 1.

A Tabela 1 apresenta os desvios relativos médios da queda de pressão ao longo do evaporador utilizando as correlações de queda de pressão na curva de retorno em relação aos dados apresentados no trabalho de Pimenta (2015). Ressalta-se que os desvios relativos médios contemplam os seis casos testados para o evaporador de quatro fileiras e cinco tubos.

Tabela 1: Desvios relativos médios da queda de pressão ao longo do evaporador em relação aos dados de Pimenta (2015) para o evaporador de quatro fileiras e cinco tubos.

Correlação	D_{rm} (%)
Chen <i>et al.</i> (2004)	0,94
Domanski and Hermes (2008)	0,79
Chisholm (1983) e Idelchik (1986)	0,84
Padilla <i>et al.</i> (2009)	0,49

A Figura 2 apresenta uma comparação da capacidade de refrigeração em função da vazão em massa de refrigerante do presente trabalho em relação aos dados numéricos de Pimenta (2015) e os dados experimentais de Melo *et al.* (2006). Ressalta-se que os resultados apresentados na Fig. 2 contemplam todos os seis casos estudados do evaporador de quatro fileiras e cinco tubos.

Em relação aos outros dois evaporadores estudados, de Liang *et al.* (1999) e Jia *et al.* (1995), não há dados sobre a capacidade de refrigeração. Assim, as análises da influência das curvas de retorno para esses evaporadores limitaram-se a comparações entre os perfis de temperatura e queda de pressão ao longo do evaporador analisado por Liang *et al.* (1999), apenas em relação aos dados de Pimenta (2015), e comparações do grau de superaquecimento e temperatura do ar na saída pelo tempo para o evaporador analisado por Jia *et al.* (1995). Essas comparações estão, respectivamente, ilustradas pelas Figs. 3a e 3b e pelas Figs. 4a e 4b.

A Tabela 2 apresenta os desvios relativos médios da queda de pressão ao longo do evaporador em relação aos dados de Pimenta (2015). Nota-se que para o evaporador de uma fileira com quatro tubos, com apenas 3 curvas de retorno, a diferença entre a pressão final do escoamento do presente do modelo e do modelo de Pimenta (2015) é desprezível.

A Tabela 3 apresenta os desvios relativos médios do grau de superaquecimento e da temperatura do ar na saída do evaporador do presente modelo em relação aos dados experimentais de Jia *et al.* (1995).

Domanski and Hermes (2008) e Padilla *et al.* (2009) com os dados que foram utilizados para a dedução de suas correlações calcularam a queda de pressão na curva utilizando todas as correlações para a queda de pressão nas curvas de

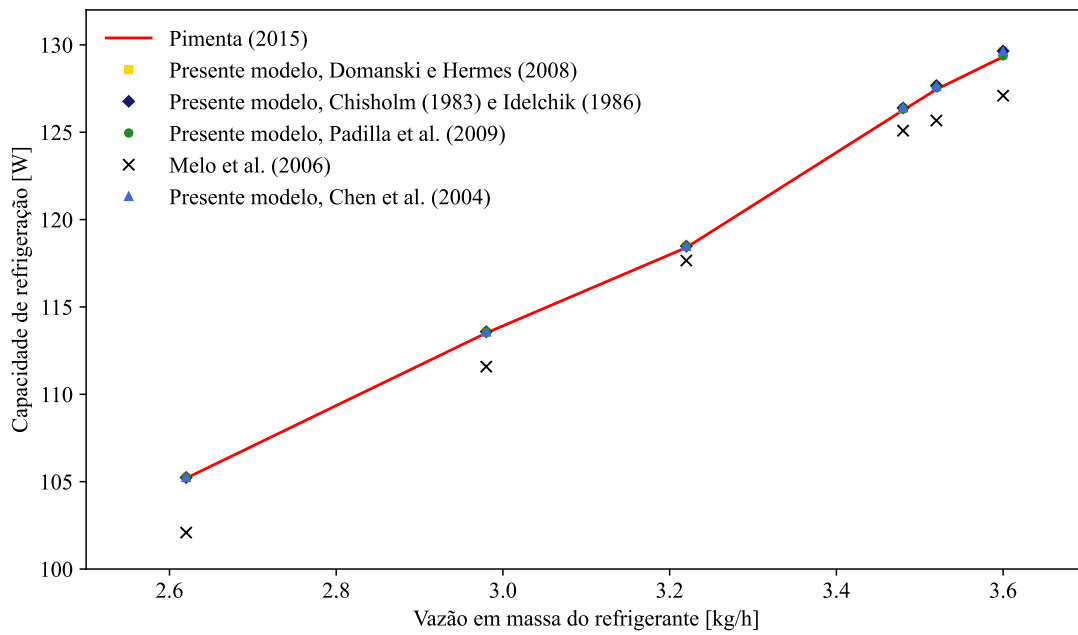
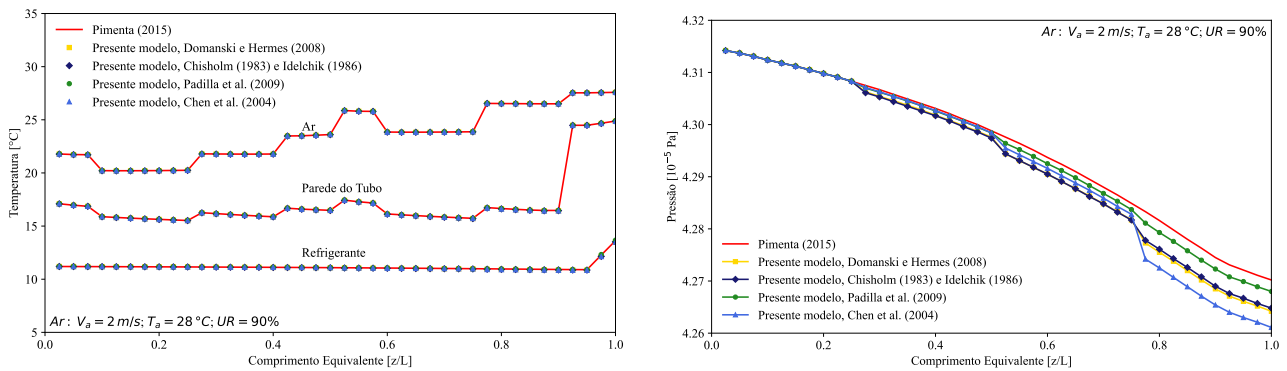


Figura 2: Capacidade de refrigeração em função da vazão em massa de refrigerante.



(a) Comparação dos perfis de temperatura para o Teste 3 (UR=90%). (b) Queda de pressão do escoamento ao longo do tubo do evaporador para o Teste 3 (UR=90%).

Figura 3: Resultados da inclusão das curvas de retorno para o evaporador apresentado por Liang *et al.* (1999).

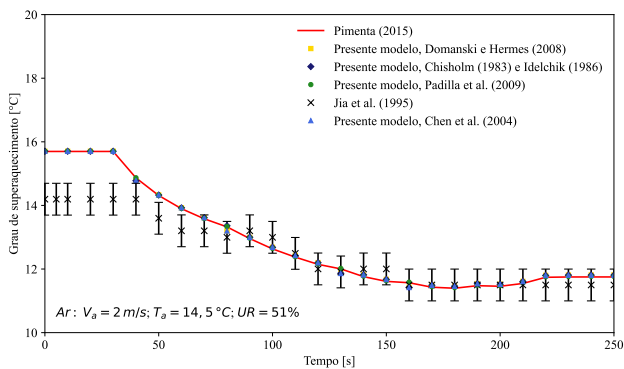
Tabela 2: Desvios relativos médios da queda de pressão ao longo do evaporador em relação aos dados de Pimenta (2015) para o evaporador de uma fileira e quatro tubos.

Correlação	D_{rm} (%)
Chen <i>et al.</i> (2004)	0,04
Domanski and Hermes (2008)	0,03
Chisholm (1983) e Idelchik (1986)	0,03
Padilla <i>et al.</i> (2009)	0,01

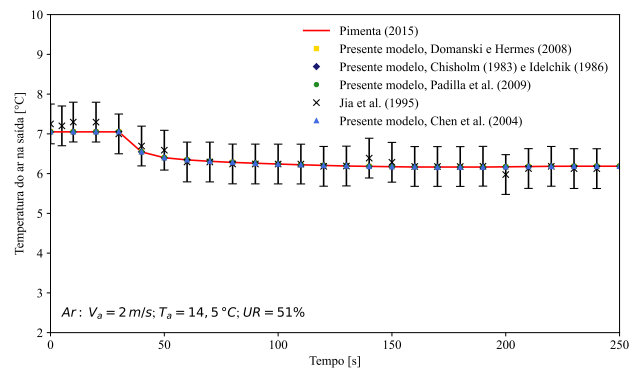
Tabela 3: Desvios relativos médios do presente modelo para o grau de superaquecimento e da temperatura do ar na saída do evaporador em relação aos dados experimentais de Jia *et al.* (1995).

Correlação	Grau de superaquecimento (%)	Temperatura do ar na saída (%)
Chen <i>et al.</i> (2004)	3,31	1,55
Domanski and Hermes (2008)	3,31	1,55
Chisholm (1983) e Idelchik (1986)	3,35	1,55
Padilla <i>et al.</i> (2009)	3,27	1,56

retorno. Quando os valores da queda de pressão nas curvas foram plotados em relação ao título do escoamento evidenciou-



(a) Grau de superaquecimento pelo tempo.



(b) Temperatura do ar na saída pelo tempo.

Figura 4: Resultados da inclusão das curvas de retorno para o evaporador apresentado por Jia *et al.* (1995).

se o comportamento matemático que cada correlação apresenta. O mesmo conceito foi replicado no presente trabalho, entretanto utilizando os dados da simulação do evaporador de quatro fileiras e cinco tubos. Portanto, elaborou-se um gráfico com os valores da queda de pressão nas curvas de retorno em função do título do escoamento. A Figura 5 revela o comportamento encontrado para o evaporador de quatro fileiras e cinco tubos.

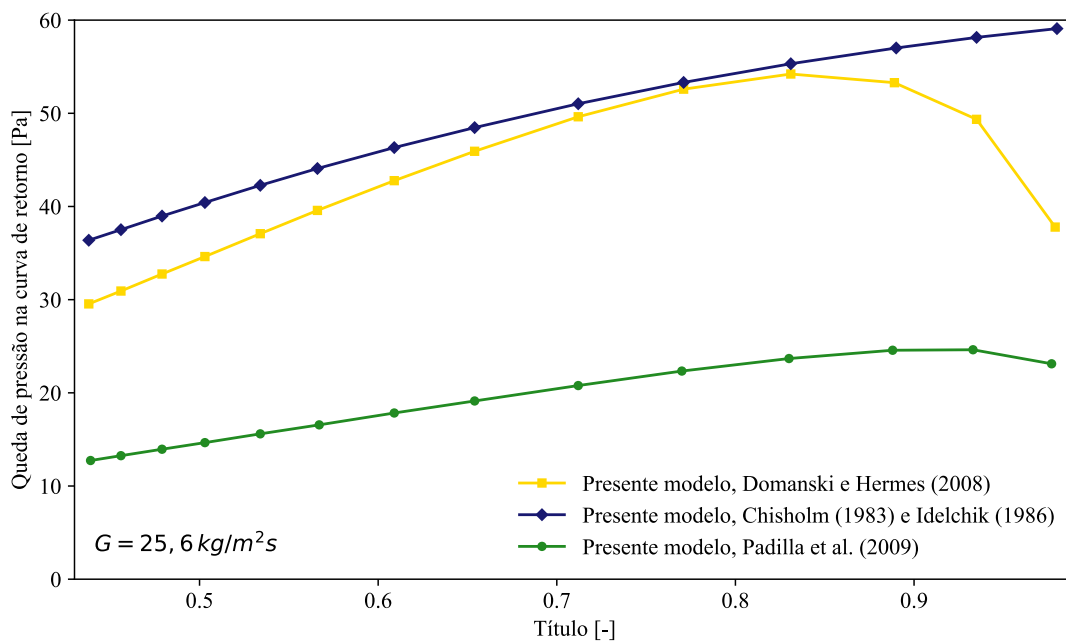


Figura 5: Queda de pressão nas curvas de retorno em função do título para o Teste 3.

As curvas obtidas são muito parecidas com as que Domanski and Hermes (2008) e Padilla *et al.* (2009) obtiveram em seus trabalhos, revelando que as correlações foram empregadas de maneira correta no presente trabalho. Ressalta-se que apenas 14 das 19 curvas estão presentes na comparação pois a partir da décima quinta curva o escoamento tornava-se monofásico (vapor superaquecido).

A partir da análise de sensibilidade do modelo, a configuração de correlações final que apresentou um desvio relativo médio de $D_{rm} = 1,05\%$ em relação à capacidade de refrigeração apresentada experimentalmente por Melo *et al.* (2006), é dada por:

Configuração 7:

- (i) Fator de atrito monofásico - Serghides (1984)
- (ii) Força de atrito na região bifásica - Whalley (1987)
- (iii) Coeficiente de transferência de calor por convecção na região monofásica - Taler and Taler (2017)
- (iv) Coeficiente de transferência de calor por convecção na região bifásica - Jung *et al.* (1989)
- (v) Coeficiente de transferência de calor por convecção do ar com a parede externa - McQuiston (1980)
- (vi) Queda de pressão nas curvas de retorno - Padilla *et al.* (2009)

O valor do índice *CGI* encontrado foi de 0,19%, revelando uma boa escolha do tamanho das malhas utilizadas, uma vez que tal valor é inferior ao desvio relativo médio obtido em relação aos dados experimentais e é próximo de 0, demonstrando que a solução está muito próxima do seu valor assintótico.

A partir dos resultados obtidos, observa-se que a influência das curvas de retorno para os evaporadores com as respectivas geometrias e condições de operação estudadas mostrou-se baixa. Entretanto, notou-se no estudo uma proporção direta entre a vazão em massa do escoamento com o valor da queda de pressão nas curvas de retorno, como mostra a Tab. 4, assim como é notado nos trabalhos de Padilla *et al.* (2013) e Junior (2015).

Tabela 4: Valores da queda de pressão da Curva 1 para o evaporador de uma fileira e quatro tubos apresentado por Liang *et al.* (1999).

Correlação	Queda de pressão na curva de retorno [Pa]		
	Curva 1		
	Teste 1	Teste 2	Teste 3
Chen <i>et al.</i> (2004)	4,43	21,26	39,07
Domanski and Hermes (2008)	10,99	49,90	123,95
Chisholm (1983) e Idelchik (1986)	17,29	62,96	139,05
Padilla <i>et al.</i> (2009)	6,08	21,41	46,27

No evaporador apresentado por Liang *et al.* (1999), de uma fileira e quatro tubos, os Testes 1,2 e 3 tiveram os respectivos valores de fluxo de massa: $G_1 = 48,99$, $G_2 = 89,82$ e $G_3 = 140,44$ kg/m²s.

Portanto, é necessário analisar e simular outros evaporadores com diferentes características de operação para obter uma resposta mais generalizada sobre a necessidade de contabilizar este fenômeno. Como mostra a Tabela 2 os desvios relativos médios da capacidade de refrigeração em relação aos dados experimentais de Melo *et al.* (2006) são pequenos. Assim, as Tabelas de 1 a 5 revelam a baixa influência das curvas de retorno no desempenho dos evaporadores estudados.

Tabela 5: Desvios relativos médios da capacidade de refrigeração e do grau de superaquecimento em relação aos dados de Melo *et al.* (2006).

Correlação	Capacidade de refrigeração (%)	Grau de superaquecimento (%)
Chen <i>et al.</i> (2004)	1,69	25,57
Domanski and Hermes (2008)	1,69	26,47
Chisholm (1983) e Idelchik (1986)	1,70	27,21
Padilla <i>et al.</i> (2009)	1,63	20,87

4. Conclusões

O presente trabalho conseguiu alcançar satisfatoriamente os objetivos propostos, tais como contabilizar a queda de pressão nas curvas de retorno e as influências nos evaporadores estudados, indicar um grupo de correlações que trazem maior confiabilidade para a simulação numérica de evaporadores e o cálculo da influência das malhas que foram utilizadas no modelo criado por Pimenta (2015). Para futuros trabalhos recomenda-se criar um modelo numérico que seja genérico para evaporadores de diferentes geometrias e condições de operação para validar a necessidade da inclusão do cálculo da queda de pressão nas curvas de retorno. Também recomenda-se atentar-se para novas correlações para o cálculo da queda de pressão na curva de retorno para escoamentos bifásicos devido a falta de uma correlação que consiga caracterizar com qualidade este fenômeno complexo.

5. REFERÊNCIAS

- Bandarra Filho, E.P., 2002. *Um estudo experimental da ebulição convectiva de refrigerantes no interior de tubos lisos e internamente ranhurados*. Ph.D. thesis, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo - USP, São Carlos. URL <http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18135/tde-25072016-152106/pt-br.php>.
- Chen, J.C., 1966. "Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow". *Industrial & engineering chemistry process design and development*, Vol. 5, No. 3, pp. 322–329.
- Chen, N.H., 1979. "An explicit equation for friction factor in pipe". *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, Vol. 18, No. 3, pp. 296–297.
- Chen, Y., Wang, C.C. and Lin, S.Y., 2004. "Measurements and correlations of frictional single-phase and two-phase pressure drops of r-410a flow in small u-type return bends". *International journal of heat and mass transfer*, Vol. 47, No. 10-11, pp. 2241–2249. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931003006483>.

- Chisholm, D., 1973. "Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 16, No. 2, pp. 347 – 358. ISSN 0017-9310. doi:[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(73\)90063-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(73)90063-X). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/001793107390063X>.
- Chisholm, D., 1983. "Two-phase flow in pipelines and heat exchangers".
- Churchill, S.W., 1977. "Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes."
- Dittus, F. and Boelter, L., 1930. "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 12, No. 1, pp. 3 – 22. ISSN 0735-1933. doi:[https://doi.org/10.1016/0735-1933\(85\)90003-X](https://doi.org/10.1016/0735-1933(85)90003-X). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/073519338590003X>.
- Domanski, P.A. and Hermes, C.J., 2008. "An improved correlation for two-phase pressure drop of r-22 and r-410a in 180 return bends". *Applied thermal engineering*, Vol. 28, No. 7, pp. 793–800. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431107002281>.
- Fang, X., 2013. "A new correlation of flow boiling heat transfer coefficients based on r134a data". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 66, pp. 279 – 283. ISSN 0017-9310. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.015>. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931013005693>.
- Fang, X., Wu, Q. and Yuan, Y., 2017. "A general correlation for saturated flow boiling heat transfer in channels of various sizes and flow directions". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 107, pp. 972 – 981. ISSN 0017-9310. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.125>. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931016313953>.
- Friedel, L., 1979. "Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow". *Proc. of European Two-Phase Flow Group Meet., Ispra, Italy, 1979*.
- Gnielinski, V., 1976. "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow". *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, No. 2, pp. 359–368.
- Gungor, K. and Winterton, R.S., 1987. "Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data". *Chemical engineering research & design*, Vol. 65, No. 2, pp. 148–156.
- Haaland, S.E., 1983. "Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow".
- Idelchik, I.E., 1986. "Handbook of hydraulic resistance". *wdch*.
- Jia, X., Tso, C., Chia, P. and Jolly, P., 1995. "A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator". *International Journal of refrigeration*, Vol. 18, No. 5, pp. 336–342. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0140700795000154>.
- Jung, D., McLinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989. "A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pp. 1751 – 1764. ISSN 0017-9310. doi:[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(89\)90057-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(89)90057-4). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0017931089900574>.
- Junior, L.D., 2015. "Estudo teórico e experimental da perda de pressão em curvas de retorno com escoamento bifásico da mistura zeotrópica r-407c". URL <http://hdl.handle.net/1843/BUBD-9YGMWL>.
- Kandlikar, S.G., 1990. "A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes".
- Liang, S., Liu, M., Wong, T. and Nathan, G., 1999. "Analytical study of evaporator coil in humid environment". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, No. 11, pp. 1129–1145. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431198001094>.
- Lin, S., Kwok, C., Li, R.Y., Chen, Z.H. and Chen, Z.Y., 1991. "Local frictional pressure drop during vaporization of r-12 through capillary tubes". *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 17, No. 1, pp. 95 – 102. ISSN 0301-9322. doi:[https://doi.org/10.1016/0301-9322\(91\)90072-B](https://doi.org/10.1016/0301-9322(91)90072-B). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/030193229190072B>.
- Liu, Z. and Winterton, R., 1991. "A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 11, pp. 2759 – 2766. ISSN 0017-9310. doi:[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90234-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90234-6). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0017931091902346>.
- Lockhart, R. and Martinelli, R., 1949. "Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes". *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 45, No. 1, pp. 39–48.
- McQuiston, F.C., 1980. "Finned tube heat exchangers: state of the art for the air side". Technical report, Oklahoma State Univ., Stillwater (USA).
- Melo, C., Piucco, R. and Duarte, P., 2006. In *In-Situ performance evaluation of 'No-Frost' evaporator*. 11th international refrigeration and air conditioning conference, Purdue, West Lafayette, IN. URL <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/839/>.
- Müller-Steinhagen, H. and Heck, K., 1986. "A simple friction pressure drop correlation for two-

- phase flow in pipes”. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Vol. 20, No. 6, pp. 297 – 308. ISSN 0255-2701. doi:[https://doi.org/10.1016/0255-2701\(86\)80008-3](https://doi.org/10.1016/0255-2701(86)80008-3). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0255270186800083>.
- Padilla, M., Revellin, R. and Bonjour, J., 2009. “Prediction and simulation of two-phase pressure drop in return bends”. *International journal of refrigeration*, Vol. 32, No. 7, pp. 1776–1783. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S014070070900139X>.
- Padilla, M., Revellin, R., Wallet, J. and Bonjour, J., 2013. “Flow regime visualization and pressure drops of hfo-1234yf, r-134a and r-410a during downward two-phase flow in vertical return bends”. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 40, pp. 116 – 134. ISSN 0142-727X. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2013.01.005>. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142727X1300009X>.
- Pimenta, P.H.N., 2015. *Modelo distribuído aplicado à análise de evaporadores do tipo tubo aletado*. Master’s thesis, Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Ilha Solteira. URL <http://repositorio.unesp.br/handle/11449/127954>.
- Roache, P.J., 1994. “Perspective: A method for uniform reporting of grid refinement studies”. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 116, No. 3, pp. 405–413. ISSN 0098-2202. doi:10.1115/1.2910291. URL <http://asmedigitalcollection.asme.org/fluidsengineering/article-abstract/116/3/405/411554>.
- Romeo, E., Royo, C. and Monzón, A., 2002. “Improved explicit equations for estimation of the friction factor in rough and smooth pipes”. *Chemical Engineering Journal*, Vol. 86, No. 3, pp. 369 – 374. ISSN 1385-8947. doi:[https://doi.org/10.1016/S1385-8947\(01\)00254-6](https://doi.org/10.1016/S1385-8947(01)00254-6). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1385894701002546>.
- Serghides, T., 1984. “Estimate friction factor accurately”. *Chemical engineering (New York, NY)*, Vol. 91, No. 5, pp. 63–64.
- Sleicher, C. and Rouse, M., 1975. “A convenient correlation for heat transfer to constant and variable property fluids in turbulent pipe flow”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 18, No. 5, pp. 677 – 683. ISSN 0017-9310. doi:[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90279-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90279-3). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0017931075902793>.
- Sun, L. and Mishima, K., 2009. “An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 23, pp. 5323 – 5329. ISSN 0017-9310. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.06.041>. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931009004189>.
- Taler, D. and Taler, J., 2017. “Simple heat transfer correlations for turbulent tube flow”. In *E3S Web of Conferences*. EDP Sciences, Vol. 13, p. 02008.
- Tran, T., Wambsganss, M. and France, D., 1996. “Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants”. *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 22, No. 3, pp. 485 – 498. ISSN 0301-9322. doi:[https://doi.org/10.1016/0301-9322\(96\)00002-X](https://doi.org/10.1016/0301-9322(96)00002-X). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/030193229600002X>.
- Turaga, M., Lin, S. and Fazio, P., 1988. “Performance of direct expansion plate finned tube coils for air cooling and dehumidification”. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 11, No. 2, pp. 78 – 86. ISSN 0140-7007. doi:[http://doi.org/10.1016/0140-7007\(88\)90117-X](http://doi.org/10.1016/0140-7007(88)90117-X). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/014070078890117X>.
- Whalley, P.B., 1987. “Boiling, condensation, and gas-liquid flow”.
- Zhang, M. and Webb, R.L., 2001. “Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 25, No. 3, pp. 131 – 139. ISSN 0894-1777. doi:[https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(01\)00066-8](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(01)00066-8). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177701000668>.