

ANÁLISE DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DA ÁGUA DEIONIZADA DURANTE A EBULIÇÃO CONVECTIVA NO INTERIOR DE CANAIS DE REDUZIDO DIÂMETRO

Tiago Augusto Moreira, tiago.moreira@usp.br¹
Francisco Julio do Nascimento, fnascimento@sc.usp.br²
Gherhardt Ribatski, ribatski@sc.usp.br³

^{1, 2, 3} Universidade de São Paulo, Avenida Trabalhador São-carlense, 400, Parque Arnold Schmidt,

Resumo: Neste estudo foi investigado experimentalmente o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva de água deionizada no interior de um microcanal circular com diâmetro interno de 1,1 mm e comprimento de 200 mm. Os experimentos foram realizados variando-se o fluxo de calor e a velocidade mássica com intuito de analisar o comportamento do coeficiente de transferência de calor em função destes parâmetros. Os resultados obtidos foram comparados a quatro modelos para a ebulição convectiva, sendo três deles desenvolvidos para microcanais. Esta comparação resultou na conclusão de que três destes modelos subestimam o valor do coeficiente de transferência de calor e o quarto modelo superestima para reduzidos valores do título de vapor e subestima para os valores superiores.

Palavras-chave: Coeficiente de Transferência de calor, Microcanal, Ebulição convectiva

1. INTRODUÇÃO

Os recentes avanços dos equipamentos microeletrônicos tornaram evidente a necessidade de desenvolvimento de métodos para a remoção de calor mais eficazes com capacidade de dissipar elevadas taxas de calor em espaços restritos. Neste contexto fluxos de calor superiores a 3 MW/m^2 são frequentemente mencionados, segundo Ribatski *et al.* (2007). Uma solução para tal necessidade é a tecnologia de microcanais (diâmetro hidráulico inferior a 3 mm), que permitem a remoção de elevados fluxos de calor em espaços restritos devido ao reduzido diâmetro dos canais com a possibilidade de compactação do dissipador.

Trocadores de calor baseados em microcanais apresentam a possibilidade de operar em pressões elevadas, e além disso apresentam elevadas razões entre a área de contato e o volume do trocador. Segundo Kandlikar (2005) a tecnologia de microcanais, devido a proporcionar elevados coeficientes de transferência de calor, permite a dissipação de fluxos de calor superiores a 10 MW/m^2 .

O uso da tecnologia de microcanais juntamente com a ebulição convectiva apresenta-se interessante pelo fato de o título de vapor de transição para o padrão de escoamento intermitente-anular ser reduzido, segundo Tibiriçá (2011), favorecendo a transferência de calor, pois no padrão anular ocorre o máximo coeficiente de transferência de calor, conforme Collier e Thome (1994). Sempértegui-Tapia *et al.* (2013) concluíram que a transição anteriormente citada ocorre por meio do incremento relativo na magnitude da tensão superficial frente a ação das forças gravitacionais com o redução do diâmetro.

O mecanismo de transferência de calor durante o padrão anular é, segundo Qu e Mudawar (2003) a condução através do filme de líquido com evaporação na interface, entretanto vale destacar que Kandlikar *et al.* (2005) e Tibiriçá e Ribatski (2013) observaram a nucleação de microbolhas no filme e, com base nestes resultados, sugeriram o efeito conjugado de condução e nucleação de bolhas como responsável pela elevada transferência de calor durante a ebulição convectiva no interior de microcanais.

Consolini (2008) obteve valores para o coeficiente de transferência de calor superiores a $30 \text{ kW/m}^2\text{K}$ na ebulição convectiva de R134a em um canal circular com diâmetro interno de 0,5 mm, ilustrando a alta capacidade de dissipação de calor do uso da ebulição convectiva em microcanais.

Liu *et al.* (2011) através do estudo da ebulição convectiva de água em um microcanal retangular notaram que o valor máximo para o coeficiente de transferência de calor ocorria junto ao ONB (início da ebulição do inglês "onset of nucleate boiling"), decaindo com o aumento do título. Neste mesmo estudo os autores observaram que o aumento do fluxo de calor gerava o incremento no gradiente do coeficiente de transferência de calor com o título. Liu *et al.* (2011) observaram coeficientes de transferência de calor superiores a $50 \text{ kW/m}^2\text{K}$.

Friedel (1979) desenvolveu uma correlação para o cálculo da perda de pressão durante escoamentos bifásicos a partir de uma ampla base de dados da literatura, e baseou sua correlação em multiplicadores bifásicos, introduzidos primeiramente na literatura por Lockhart e Martinelli (1949). Da Silva (2012) investigou experimentalmente a perda de pressão durante escoamento bifásicos em microcanais utilizando refrigerantes halogenados. A partir de sua base dados, ela ajustou novos coeficientes e expoentes para a correlação de Müller-Steinhager e Heck (1986).

No presente estudo quatro métodos de previsão do coeficiente de transferência de calor de Kim e Mudawar (2013), Tibiriçá (2011), Cooper (1984) e Thome *et al.* (2004) são comparados aos resultados experimentais obtidos no presente estudo. O método de Kim e Mudawar (2013) foi desenvolvida a partir de uma ampla base de dados da literatura, incluindo resultados para a água deionizada. Tibiriçá (2011) desenvolveu seu método através do ajuste da correlação de Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) segundo seus resultados experimentais para refrigerantes halogenados. A correlação de Cooper (1984) embora desenvolvida para ebulição nucleada em condições de piscina, foi incluída na presente comparação por ser frequentemente comparada a resultados para a ebulição convectiva em canais de reduzido diâmetro. O modelo de 3-zonas de Thome *et al.* (2004) é mecanicista e se baseia na passagem cíclica de uma bolha entre um pistão de líquido e um pistão de vapor e na evaporação de um filme de líquido de reduzida espessura entre o pistão de vapor e a superfície aquecida.

Neste estudo, além da comparação dos resultados experimentais com métodos de previsão na literatura avaliou-se o comportamento do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva em um microcanal circular com diâmetro interno de 1,1 mm em função da velocidade mássica, do fluxo de calor e do título.

2. APARATO EXPERIMENTAL

No aparato experimental, ilustrado na Fig. 1, o fluido de teste (água deionizada) fica armazenado em um reservatório de líquido onde é mantido a uma pressão abaixo da atmosférica e é aquecido por meio de uma resistência elétrica inserida no reservatório de forma a retirar o ar dissolvido no fluido. O deslocamento da água deionizada no circuito se dá através da bomba de engrenagens, controlada por meio de um variador de frequência. A montante da bomba há um visor de líquido e um trocador de calor usado para resfriar o fluido de testes, de forma a impedir a cavitação na bomba de engrenagens.

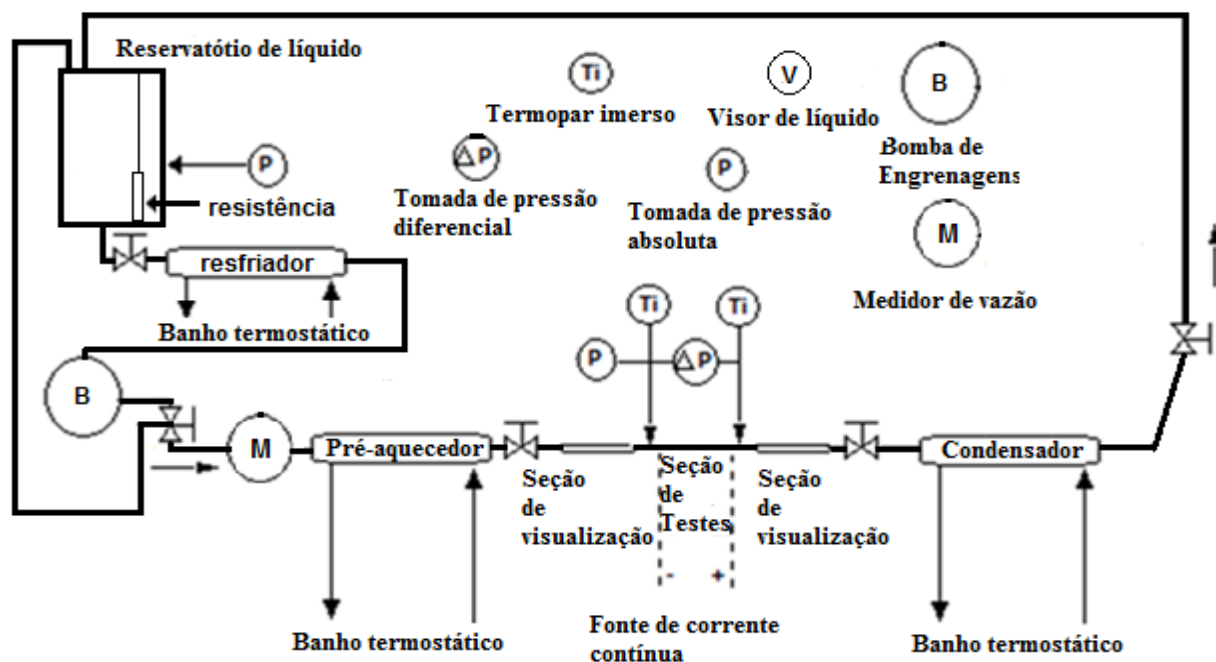


Figura 1. Diagrama esquemático da bancada experimental.

A jusante da bomba há uma válvula reguladora de pressão, o medidor de vazão, descrito no item 2.1 e o pré-aquecedor, em quartzo alimentado por um banho termostático, onde é utilizado um fluido térmico (Danvic HTC 317) devido às elevadas temperaturas envolvidas.

Após o pré-aquecedor o fluido passa por uma válvula de agulha, que tem como função minimizar instabilidades térmicas provenientes do processo de ebulição convectiva na seção de testes. A jusante da válvula de agulha há a primeira seção de visualização em quartzo, de comprimento igual a 100 mm e diâmetro interno de 1 mm, cuja função é permitir verificar se o escoamento encontra-se monofásico. Posteriormente o fluido escoar através da seção de testes em aço inoxidável com comprimento de 200 mm e diâmetro interno de 1,1 mm, ilustrada na Fig. 2. O efeito de

aquecimento na seção de testes é provocado por efeito Joule causado através de uma fonte de corrente contínua 20V-70A. O comprimento aquecido do tubo é de 176 mm.

Encontram-se fixados a superfície de testes dez termopares em cinco diferentes seções, um na parte superior e outro na inferior do tubo. São medidas também as temperaturas de entrada e saída do fluido por meio de termopares imersos, a pressão na entrada da seção de testes através de um transdutor de pressão e a perda de pressão ao longo do tubo por meio de um transdutor diferencial de pressão.

A jusante da seção de testes encontra-se a segunda seção de visualização e uma segunda válvula de agulha, com mesmo propósito da primeira. Em seguida o fluido escoar através do condensador e retorna ao reservatório de líquido. O condensador é semelhante ao pré-aquecedor, porém utiliza água como fluido de resfriamento.

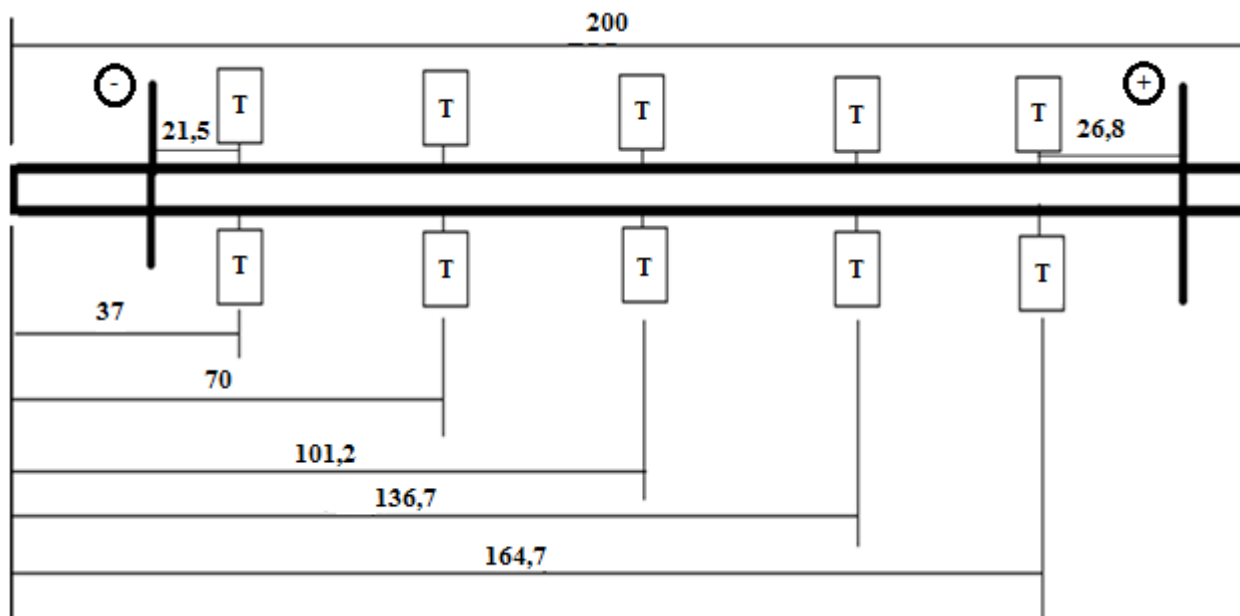


Figura 2. Diagrama esquemático da seção de testes.

2.1. Medidor de Vazão

Para o presente estudo desenvolveu-se o medidor de vazão ilustrado na Fig. 3, cuja medida de vazão se baseia na da perda de pressão através de um tubo de quartzo, com diâmetro de 2 mm e comprimento de 100 mm. Determina-se a perda de pressão através de um transdutor diferencial de pressão (Endress+Hauser PMD75 de 0-3kPa. Curvas de vazão como função da perda de pressão através do tubo foram levantadas com a vazão mássica sendo determinada a jusante do medidor através de uma balança digital e um cronômetro de precisão. Estas curvas foram levantadas para velocidades mássicas variando entre 100 kg/m²s a 1000 kg/m²s, com intervalo de 100 kg/m²s e temperaturas variando de 20°C a 40°C.

Através dos dados obtidos foi proposto um modelo para o medidor, dado pela Eq. (1), onde os coeficientes a_1 , a_2 , b_1 e b_2 foram ajustados por meio de uma regressão linear resultando em valores iguais a 0,023, -0,015, 0,654 e 0,981.

$$m = (C(\sqrt{\Delta P \rho})^B) 10^{-3} \quad (1)$$

onde:

$$C = a_1 \frac{\mu_{20^\circ\text{C}}}{\mu} + a_2 \quad \text{e} \quad C = b_1 \frac{\mu}{\mu_{20^\circ\text{C}}} + b_2$$

Sendo μ a viscosidade, $\mu_{20^\circ\text{C}}$ a viscosidade a 20°C, ρ a densidade, ΔP a perda de pressão no tubo em kPa e m a vazão mássica em kg/s. Com o uso deste modelo foi calculado, por meio de métodos estatísticos, que o medidor de vazão projetado possui um erro de $\pm 4,6\%$ com confiabilidade de 95,4%, sendo assim considerado adequado a ser utilizado no aparato experimental.

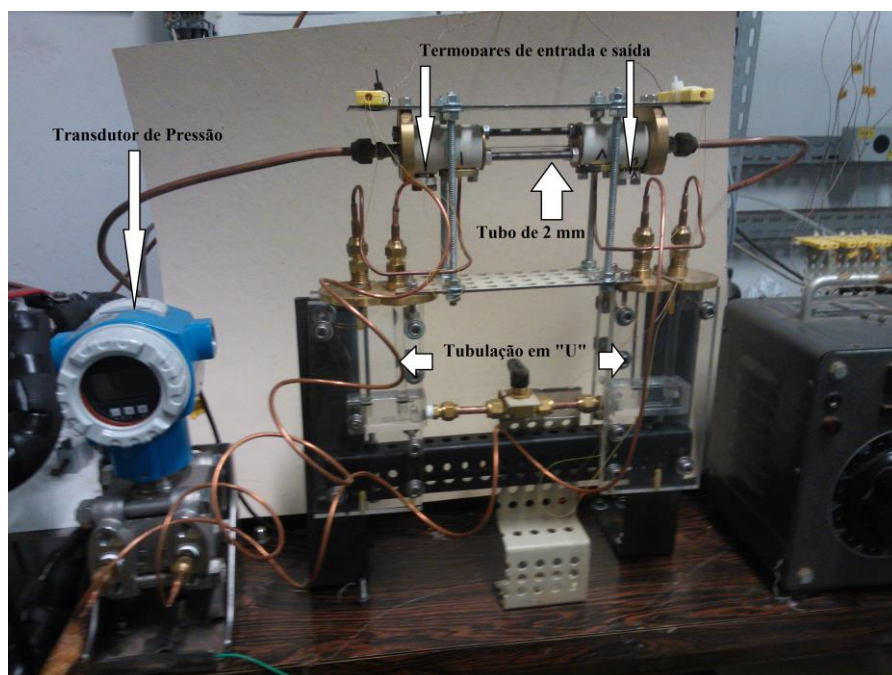


Figura 3. Registro fotográfico do medidor de vazão desenvolvido para o presente estudo.

3. EXPERIMENTOS

3.1. Procedimentos prévios

Com o intuito de reduzir a presença de ar dissolvido na água deionizada, a mesma era aquecida antes de ser inserida no aparato (mantido em vácuo) em um recipiente em boro-silicato até alcançar o estado de saturação, verificado através da comparação da pressão e temperatura com tabelas termodinâmicas. A água deionizada era mantida por cerca de 30 minutos em estado de saturação, de forma a verificar a ausência de gases presentes no fluido e então descarregada a partir da região inferior do recipiente de aquecimento, impedindo o contato com o ar, no sistema por meio da diferença de pressão entre o recipiente de aquecimento e o aparato experimental (em vácuo).

Anteriormente a inicialização dos experimentos, a bancada experimental era posta em funcionamento por aproximadamente 2 horas, sendo uma hora com escoamento monofásico na seção de testes e uma hora na presença da ebulição convectiva, de modo a ativar todas as cavidade da superfície de testes.

3.2. Método de regressão de dados

O coeficiente de transferência de calor foi definido segundo a lei de resfriamento de Newton, definida segundo a seguinte equação:

$$h = \frac{q}{T_p - T_f} \quad (2)$$

Para a determinação do fluxo de calor, q , na Eq. (2) considerou-se a potência aplicada, Q , determinada pela corrente e tensão fornecidas por uma fonte de corrente contínua descontando-se as perdas para o ambiente, e a área aquecida, utilizando-se o comprimento aquecido do tubo (L_t) no cálculo. A temperatura local do fluido (T_f) utilizada na Eq. (2) foi estimada através de um balanço de energia definido segundo a seguinte equação:

$$i_i = \frac{Q}{m} + i_{i-1} \quad (3)$$

Onde i é a entalpia do fluido e m a vazão mássica. Através deste balanço de energia, Eq. (3), aplicado ao longo da seção de testes e levando em conta a perda de pressão, considerada linear ao longo de todo o tubo, foi possível a determinação do ponto de início da ebulição e a temperatura local do fluido, sendo estimada de acordo com a entalpia e pressão para o escoamento monofásico e considerada a de saturação a partir do início da ebulição. Adotou-se a perda de pressão como linear, pois os métodos da literatura para o cálculo da perda de pressão bifásica como Friedel (1979),

Müller-Steinhager e Heck (1986) e Da Silva (2012), forneciam perdas de pressão irreais para as condições do presente estudo.

Na determinação da temperatura da parede local T_p , utilizada na Eq. (2), foram medidas as temperaturas na parte superior e na inferior de cada seção, sendo a média delas considerada como a temperatura externa do tubo naquele ponto ($T_{p,ext}$). A correção desta medida foi realizada por meio da lei de Fourier, resultando na seguinte equação:

$$T_p = T_{p,ext} + \frac{Q}{2\pi k_p L t} \ln\left(\frac{d_{int}}{d_{ext}}\right) \quad (4)$$

Onde k_p é a condutividade térmica do tubo, L o comprimento aquecido do tubo, d_{int} o diâmetro interno e d_{ext} o externo.

3.3. Incertezas experimentais

As incertezas experimentais do aparato encontram-se detalhadas na tabela a seguir, Tab. 1:

Tabela 1 – Incertezas experimentais

Parâmetro	Incerteza
D	20 μ m
L	1mm
P	4,5kPa
ΔP	150Pa
G	4,6%
T	0,15°C
Q	0,8%

4. RESULTADOS

As Figs. 4 e 5 ilustram respectivamente os efeitos da velocidade mássica e do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor. De uma maneira geral constata-se que o coeficiente de transferência de calor inicialmente se eleva com o título de vapor, passa por um pico e passa a decrescer progressivamente com incrementos adicionais do título de vapor. Tal comportamento é qualitativamente similar ao indicado pelo modelo de Thome *et al.* (2004). Para títulos de vapor superiores aos valores correspondentes ao pico no coeficiente de transferência de calor, as Figs. 4 e 5 parecem indicar o incremento do coeficiente de transferência de calor com o fluxo de calor e um decréscimo com a velocidade mássica. Para títulos de vapor inferiores ao pico os efeitos da velocidade mássica e o fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor parecem desprezíveis.

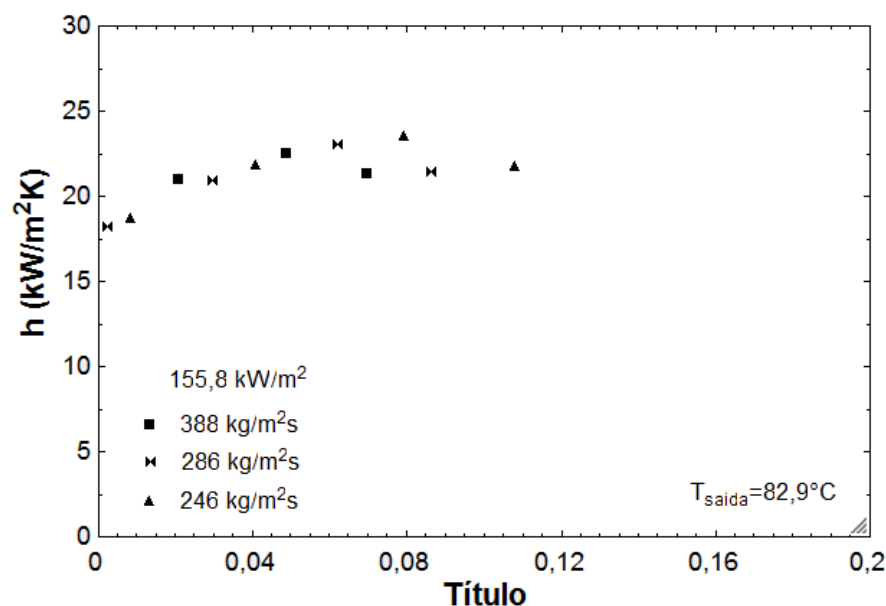


Figura 4. Coeficiente de transferência de calor em função do título de vapor para reduzidos fluxos de calor

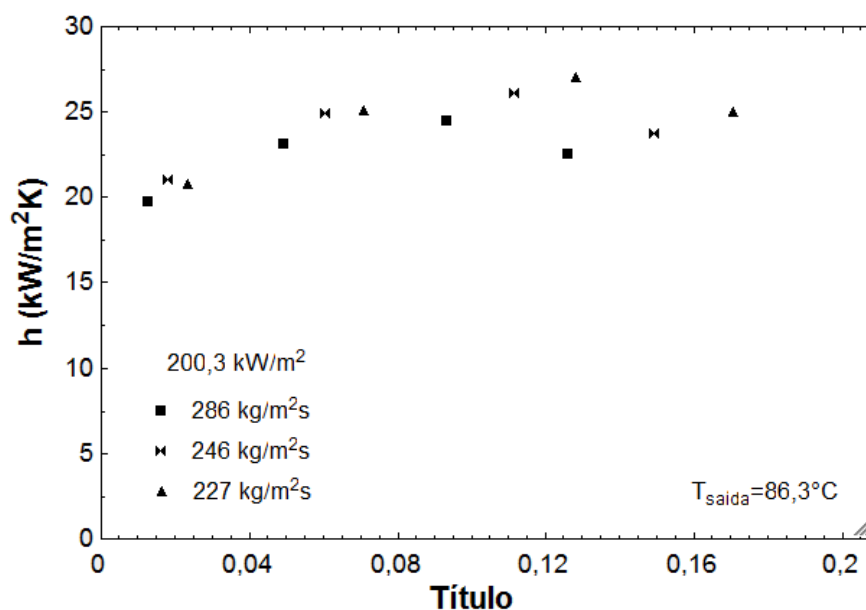


Figura 5. Coeficiente de transferência de calor em função do título de vapor para fluxos de calor mais elevados.

A Fig. 6 ilustra os padrões de escoamento observados no presente estudo. Nela nota-se a ocorrência apenas dos padrões bolhas alongadas e anular com a presença de gotículas periódicas (entrainment). A inexistência do padrão bolhas isoladas decorre do elevado volume específico da água em condições confinadas o que resulta em que a bolha cresça rapidamente e logo após desprender-se alcance o diâmetro do tubo.

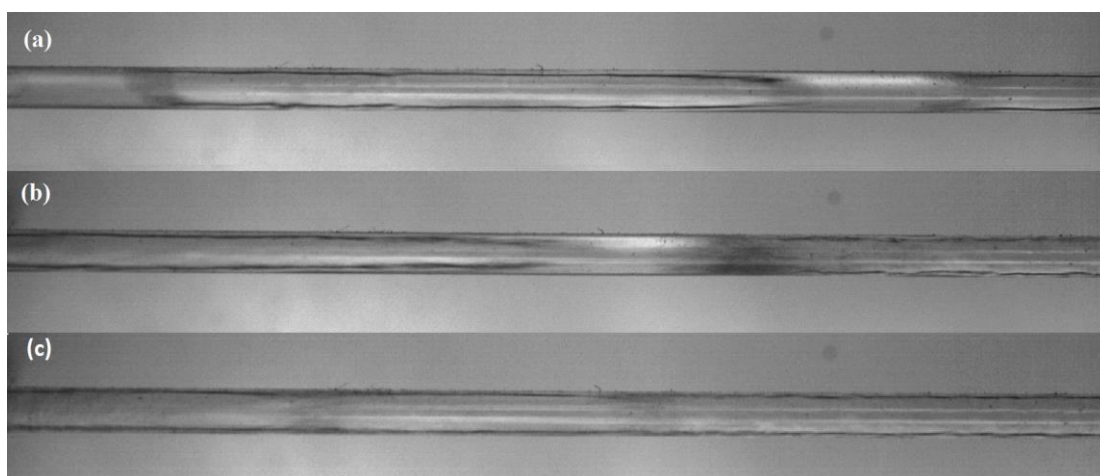


Figura 6. Imagem do escoamento: (a) bolhas alongadas, $G = 388 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $Q = 129 \text{ kW/m}^2$, (a) bolhas alongadas, $G = 286 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $Q = 191 \text{ kW/m}^2$ e (c) anular com frentes de gotículas de líquido periódicas, $G = 227 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $Q = 227 \text{ kW/m}^2$

A Fig. 7 apresenta uma comparação entre os resultados experimentais e os valores teóricos calculados por meio dos métodos de previsão anteriormente citados. Nesta figura nota-se que o método de Cooper (1984), proporciona um coeficiente de transferência de calor aproximadamente constante, já que não incorpora efeitos do título de vapor e de maneira geral subestima os resultados experimentais. Já os métodos de Kim e Mudawar (2013) e Tibiriçá (2011) embora proporcionem resultados próximos aos experimentais não capturam a tendência de variação do coeficiente de transferência de calor com o título de vapor. O modelo de três zonas de Thome *et al.* (2004) superestima os dados experimentais para títulos de vapor reduzidos e passa a subestimar com o incremento do título de vapor.

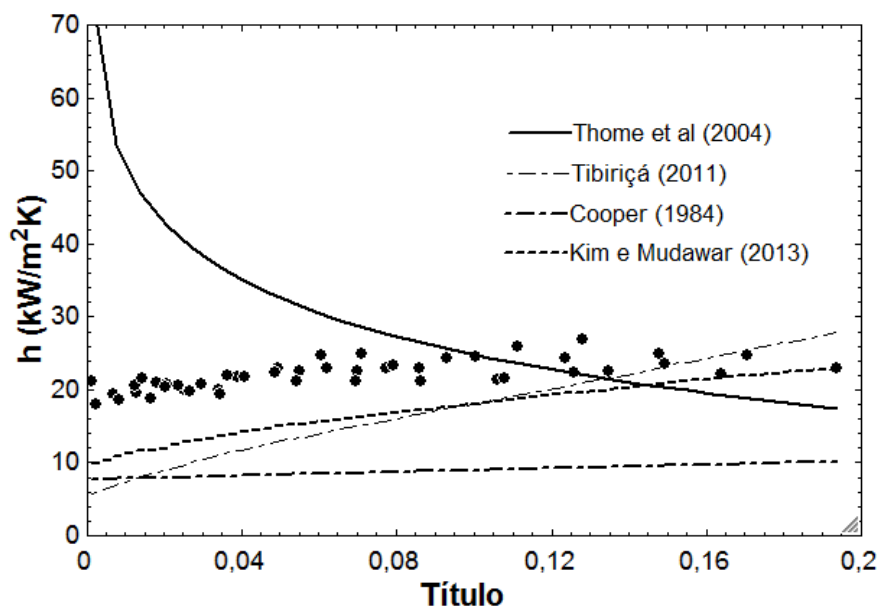


Figura 7. Comparação entre os resultados experimentais e estimados para o coeficiente de transferência de calor para todas as condições experimentadas ($G=224 \text{ kg/m}^2\text{s}$ a $466 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $q=120,6 \text{ kW/m}^2$ a $226,9 \text{ kW/m}^2$).

A Tab. 2 apresenta os resultados da comparação entre resultados experimentais métodos de previsão segundo o erro médio absoluto, η , e a parcela de dados previstos com erro entre $\pm 30\%$, ζ . Segundo a Tab. 2 o método que fornece resultados mais próximos aos dados experimentais é o proposto por Kim e Mudawar (2013), possivelmente por incluir em seu banco de dados resultados para água deionizada.

Tabela 2 - Resultados dos parâmetros estatísticos na previsão do coeficiente de transferência de calor

Autores	η (%)	ζ (%$\pm 30\%$)
Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) modificada por Tibiriçá (2011)	36,7	34
Kim e Mudawar (2013)	30	46,8
Cooper (1984)	61,2	0
Thome et al. (2004)	70,9	46,8

5. CONCLUSÕES

Com base no presente estudo conclui-se que os métodos para previsão do coeficiente de transferência de calor avaliados proporcionam previsões insatisfatórias dos resultados experimentais levantados. Melhores previsões são fornecidas pelo método de Kim e Mudawar (2013), apresentando erro médio de 30%. Destaca-se o fato de nenhum dos métodos capturar adequadamente a tendência do coeficiente de transferência de calor com variação do título de vapor.

Constatou-se que iniciando-se em títulos de vapor próximos a zero o coeficiente de transferência de calor primeiramente se eleva, apresenta um pico, a partir do qual apresenta um decréscimo progressivo com aumentos adicionais do título de vapor. Um aumento do coeficiente de transferência de calor ocorre com o incremento do fluxo de calor e decréscimo da velocidade mássica para condições de títulos de vapor superiores ao pico. No presente estudo observou-se apenas os padrões de escoamento segundo bolhas alongadas e anular.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao técnico do laboratório José Roberto Bogini, pelo auxílio na montagem e manutenção da bancada experimental, a FAPESP (Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de São Paulo), pela bolsa concedida, processos N° 2013/02869-4 e 2011/13119-0 e a Capes (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior), pelo financiamento do projeto intitulado NANOBIOTEC.

7. REFERÊNCIAS

- Chen, J. C., 1966, "Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow", I&EC Process Des. Dev., Vol. 5 (3), pp. 322-329.
- Collier, J., Thome, J. R., 1994, "Convective boiling and condensation", 3rd ed. Oxford: Clarendon Press.

- Consolini, L., 2008, "Convective boiling heat transfer in a single micro-channel", Ph.D. thesis, EPFL, Switzerland.
- Da Silva, J. D., 2012, "Estudo teórico-experimental da perda de pressão durante a ebulição convectiva de refrigerantes halogenados no interior de microcanais circulares", Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo, São Carlos, Brasil.
- Friedel, L., 1979, "Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow", European Two-phase Flow Group Meeting, Paper E2, Ispra, Italy.
- Kandlikar, S. G., Garimela, S., Li, D., Colin, S., King, M. R. I., 2005, "Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels", London: Elsevier, 450 p.
- Kandlikar, S. G., 2005, "High flux heat removal with microchannels – A roadmap of challenges and opportunities", Heat transfer Engineering, Vol. 26, pp. 5-14.
- Kim, S. M., Mudawar, I., 2013, "Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/microchannels Part II. Two-phase heat transfer coefficient", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 64, pp. 1239-1256.
- Liu, D. Y., Weng, X., Xu, X. G., 2011, "Experimental study on the heat transfer coefficient of water flow boiling in mini/microchannels", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 35, pp. 1392-1397.
- Lockhart, R. W., Martinelli, R. C., 1949, "Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two component flow in pipes", Chemical Engineering Program, vol. 45
- Muller-Steinhagen, H e Heck, K., 1986, "A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes, Chemical Engineering and Processing, Process intensification, Vol. 20, pp. 29-308.
- Qu, W., Mudawar, I., 2003, "Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks II. Annular two phase flow model", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 2773-2784.
- Ribatski, G., Cabezas-Gómez, L., Navarro, H. A., Saiz-Jabardo, J. M., 2007, "The advantages of evaporation in micro-scale channels to cool microelectronic devices", ReTerm-Thermal Engineering, Vol. 6, pp. 34-39.
- Saitoh, S., Daiguji, H., Hihara, E., 2007, "Correlation for boiling heat transfer of R134a in a horizontal tube including effect of tube diameter", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, p. 42-51.
- Sempértegui-Tápia, D., Alves, J. O., Ribatski, G., 2013, "Two-phase flow characteristics during convective boiling of halocarbon refrigerants inside horizontal small-diameter tubes", Heat transfer Engineering, Vol. 34, pp. 1073-1087.
- Tibiriça, C. B., 2011, "Estudo teórico-experimental da transferência de calor e do fluxo crítico durante a ebulição convectiva no interior de microcanais", Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo, São Carlos, Brasil.
- Tibiriça, C. B., Ribatski, G., 2013, "Flow patterns characteristics in a 400µm tube during saturated flow boiling", 8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Lisboa, Portugal.
- Thome, J., Dupont, V., Jacobi, A. M., 2004, "Heat transfer model for evaporation in microchannels, Part I: Presentation of the model", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 3375-3385.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

"Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho".

ANALYSIS OF THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF DEIONIZED WATER DURING FLOW BOILING INSIDE OF CHANNELS WITH REDUCED DIAMETER

Tiago Augusto Moreira, tiago.moreira@usp.br ¹

Francisco Julio do Nascimento, fnascimento@sc.usp.br ²

Gherhardt Ribatski, ribatski@sc.usp.br ³

^{1, 2, 3} University of São Paulo, 400, Trabalhador São-carlense Avenue, Parque Arnold Schmidt

Abstract: In this study was experimentally investigated the heat transfer coefficient during the flow boiling of deionized water inside a circular microchannel with internal diameter of 1.1 mm and length of 200 mm. The experiments were performed with the intention of analyze the influence of the heat flux and mass velocity in the behavior of the heat transfer coefficient. The results were compared with four models for flow boiling, been three of them developed for microchannels. In this comparison it was concluded that three of this models underestimated the heat transfer coefficient and the fourth model overestimated it for inferior values of vapor quality and underestimated for major values vapor quality.

Keywords: Heat Transfer Coefficient, Microchannels , Flow Boiling.