

# 9º CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM PETRÓLEO E GÁS



**9º CONGRESSO**  
Brasileiro de **P&D** em  
**PETRÓLEO E GÁS**

**Maceió, AL**  
de 09 a 11 de novembro  
**2017**

*Realização:*



**ABPG**  
ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE P&D EM  
PETRÓLEO E GÁS



**ANÁLISE NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR  
CONVECÇÃO NATURAL EM TUBOS ALETADOS REFRIGERADOS A  
AR**

**RAYANNE CARLA ALVES DO NASCIMENTO  
SANDI ITAMAR SCHAFFER DE SOUZA**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE**

## **ANÁLISE NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL EM TUBOS ALETADOS REFRIGERADOS A AR**

### **Abstract**

Currently, heat transfer sticks up in the scope of engineering as a very relevant field of study because of its importance for the performance of industrial processes. The oil and natural gas industry encompasses the most varied processes. Heat exchangers have as main industrial application to cool or heat certain fluids. The fins shows up to increase their energy efficiency. Heat exchangers are widely used in chemical and petrochemical plants, petroleum refineries, natural gas processing and wastewater treatment of industrial processes. Natural convection occurs as a consequence of a density gradient induced by the buoyant force. Since the velocities in a natural convection flow are much lower than those in forced convection, the rates of heat transfer in free convection are also much lower. However, forced convection is much more costly than natural convection due to the equipment needed to promote fluid flow. Therefore, when it is necessary to minimize operating costs, air-cooled finned tubes are widely used. Since the simple use of the fins does not guarantee an increase in heat transfer, an investigation about the efficiency of the fins can be done by evaluating the effectiveness of the system. In the present work will be constructed computational models similar to those studied in the experimental work of Yaghoubi and Mahdavi (2013) with the support of the commercial program of Computational Fluid Dynamics, Ansys CFX ®, for the validation of numerical computational simulations. For the subsequent CFD simulations, the ambient air temperature is varied from 22 ° C to 33 ° C and the temperature of the fins from 8 ° C to 15 ° C. The meshes are created by a simplified geometry of the heat exchanger containing two fins divided in half on the x and y axes, the fluid domain between the respective centers of the fins and the spacing between them. The symmetry artifice is used to decrease the size of the meshes. Thus, this work aims to analyze the behavior of the convective coefficient of heat transfer for natural convection and its influence on the effectiveness of the heat exchange system. The development of this project allows the optimization of heating and cooling processes of fluids encompassed by the petroleum industry, resulting in energy and / or fuel savings used for such heat transfer.

### **Introdução**

Aletas são superfícies estendidas que têm por objetivo maximizar a transferência de calor entre um sólido e um fluido adjacente, aumentando a taxa por unidade de área de face em trocadores de calor, permitindo a diminuição no tamanho dos trocadores. Um trocador bem projetado é capaz de realizar um processo de troca térmica mais atrativa do ponto de vista econômico. No entanto, o simples uso de aletas não assegura o aumento da taxa de transferência de calor. Pois a aleta, por si só, representa uma barreira à condução térmica na superfície original.

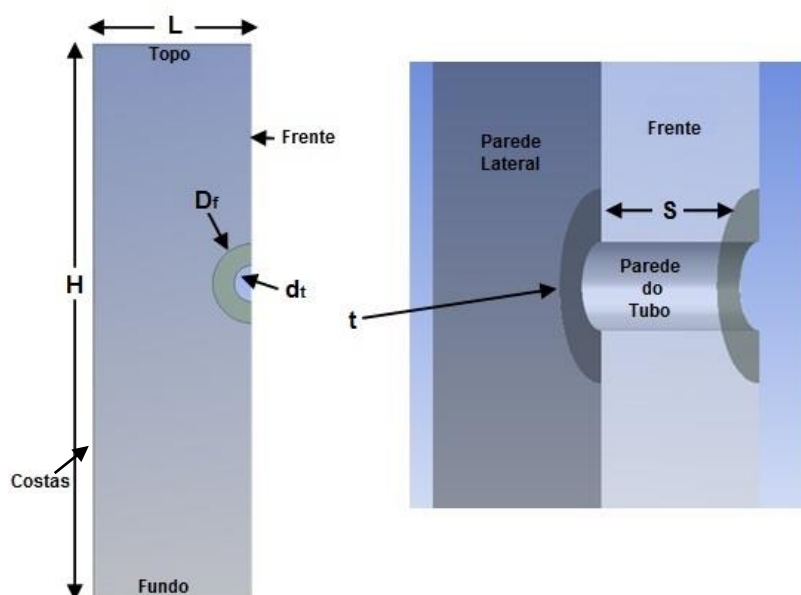
A literatura clássica de transferência de calor apresenta o equacionamento para o projeto das mesmas para inúmeras configurações, incluindo o projeto de aletas radiais que fazem parte do grupo de aletas de seção reta não uniforme. Algumas simplificações importantes são utilizadas no dimensionamento. Uma delas é o emprego de um coeficiente convectivo constante sobre a aleta. No entanto, sabe-se de antemão que o escoamento do fluido e a presença da superfície base criam um escoamento complexo no entorno do sólido. A determinação do coeficiente convectivo depende da geometria e pode ser necessária a adoção de hipóteses simplificadoras adicionais. Na determinação da efetividade, a literatura assume que o coeficiente convectivo atuante na aleta é equivalente àquele na base, desprezando os efeitos das aletas sobre o coeficiente convectivo. O coeficiente de transferência de calor na parede do tubo é considerado constante. No entanto, sabe-se que ele varia radialmente e axialmente. Estas considerações, conseqüentemente, afastam os resultados da realidade física.

Kayansayan e Karabacak (1992) desenvolveram estudos experimentais em tubos aletados. Os autores investigaram o comportamento do número de Nusselt em função do de Rayleigh, isto é, o efeito do espaçamento sobre o coeficiente convectivo. Os resultados mostraram que, para baixos valores de espaçamento, a presença das aletas interfere fortemente sobre o coeficiente convectivo. Hahne e Zhu (1994) conduziram experimentos com o objetivo de identificar o efeito da altura sobre o processo de transferência de calor. Os resultados encontrados para o número de Nusselt ficaram próximos aos obtidos via correlações. Chen e Hsu (2007) investigaram a troca térmica utilizando a técnica de problema inverso associada a resultados experimentais. Neste trabalho são apresentados os resultados do coeficiente de transferência convectivo médio e da eficiência em função do espaçamento da aleta. Yaghoubi e Mahdavi (2013) desenvolveram um trabalho numérico experimental com o objetivo de investigar a convecção natural de tubos com aletas de alumínio utilizados para resfriar o ar circundante. As dimensões físicas foram mantidas constantes. A temperatura do ambiente e da base do tubo foi controlada. Os resultados do campo de velocidade e do coeficiente convectivo em função da temperatura ambiente e da temperatura da base são apresentados. Kumar et al. (2016) desenvolveram estudos numéricos 3D sobre o tema, avaliaram o efeito do espaçamento, diâmetro e da diferença de temperatura aleta-ambiente sobre as trocas térmicas e forças de empuxo geradas. Os autores encontraram o valor de 8 mm como o espaçamento ótimo.

## Metodologia

Foram construídos modelos computacionais semelhantes aos estudados no trabalho experimental de Yaghoubi e Mahdavi (2013). Foram realizadas nove simulações, variando a temperatura do ar na vizinhança (22 °C, 25 °C e 33 °C) e temperatura da parede (8 °C, 12 °C e 15 °C). As malhas foram criadas através de uma geometria simplificada do trocador de calor, observada na Fig. 1. As medidas mostradas têm os seguintes valores  $d_t = 25,4$  mm,  $D_f = 56$  mm,  $L = 3D_f$ ,  $H = 7D_f$ ,  $S = 2$  mm e  $t = 0,4$  mm. Onde  $d_t$  e  $D_f$  são, respectivamente, os diâmetros interno e externo da aleta,  $L$  e  $H$  são, respectivamente, a largura e a altura do domínio fluido,  $S$  é o espaçamento entre as aletas, e  $t$  é a espessura da aleta.

Figura 1. Geometria simplificada utilizada para a geração de malhas



As condições de contorno utilizadas foram as seguintes: no domínio do fluido, o ar foi adotado como gás ideal; no domínio sólido, das aletas, foi adotado o alumínio; as laterais e a frente do domínio fluido foram consideradas através de simetria; na parte de trás do domínio fluido, a parede foi considerada

adiabática e sem deslizamento; no topo e no fundo do domínio fluido, foi considerada condição de fronteira de entrada e as seguintes temperaturas  $T_\infty = 22^\circ\text{C}$ ,  $27^\circ\text{C}$  e  $33^\circ\text{C}$ ; nas bases do tubo e das aletas, foram consideradas as seguintes temperaturas  $T_w = 8^\circ\text{C}$ ,  $12^\circ\text{C}$  e  $15^\circ\text{C}$ . O critério de convergência utilizado foi o RMS de  $1,0 \times 10^{-6}$  para todas as velocidades e pressões, onde RMS é uma medida estatística da magnitude da raiz do valor médio quadrático de uma quantidade variável. O esquema de advecção utilizado foi o Upwind e o modelo de flutuabilidade total foi aplicado.

O número de Rayleigh, Eq. (1), foi utilizado para observar o comportamento do escoamento do ar sobre a geometria. Os valores obtidos foram da ordem de grandeza de  $3,0 \times 10^5$ , implicando em um escoamento laminar para todas as situações simuladas.

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_\infty - T_{sup})D_f^3}{\nu\alpha} \quad (1)$$

Onde  $g$  é a gravidade,  $D_f$  o comprimento característico da placa,  $\beta$ ,  $\nu$  e  $\alpha$  são, respectivamente, o coeficiente de expansão térmica, a viscosidade cinemática e a difusividade térmica calculados na temperatura do filme  $T_f = (T_\infty + T_{sup})/2$ .  $T_\infty$  é a temperatura do ar e  $T_{sup}$  é a temperatura fixada da superfície do tubo.

Para a modelagem do escoamento laminar, foram utilizadas a equação diferencial do movimento e as equações de conservação da massa e da energia, Eq. (2), (3) e (4) respectivamente, na forma indicial e apenas para o eixo  $x$ , pois os efeitos nos eixos  $y$  e  $z$  são desprezíveis.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (2)$$

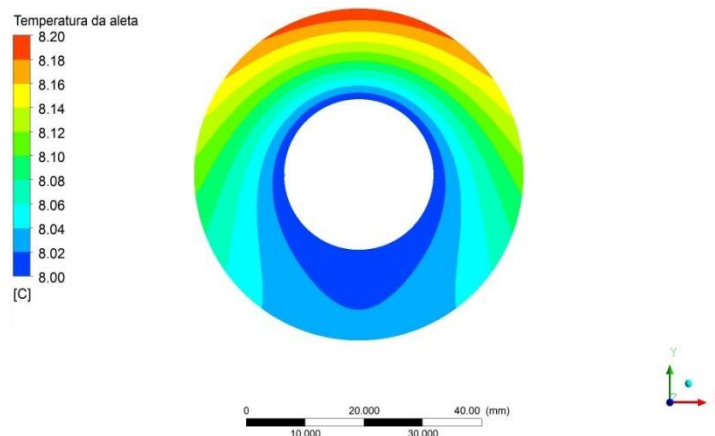
$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \quad (4)$$

## Resultados e Discussão

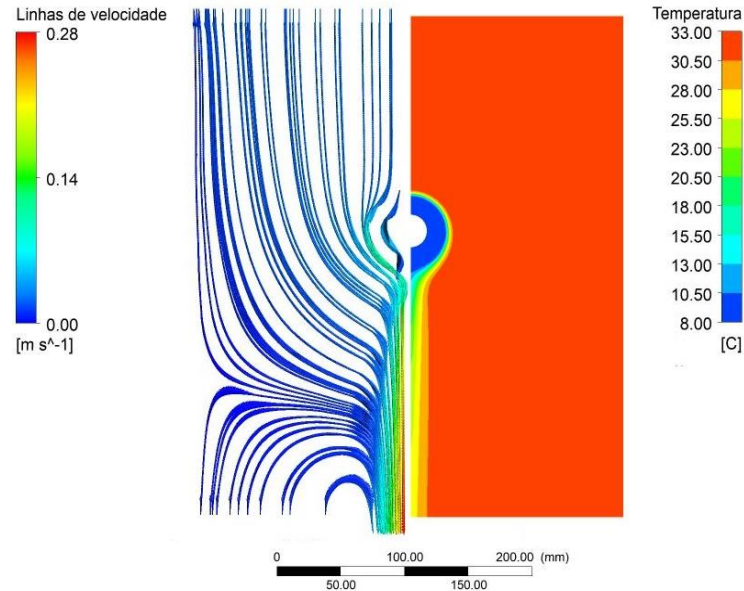
Na Fig. 3, é mostrado o campo de temperatura da aleta para o caso em que o ar ( $T_{ar}$ ) está a  $33^\circ\text{C}$  e a base da aleta ( $T_b$ ) em  $8^\circ\text{C}$ . O campo de temperatura da aleta mostra que o fluxo de calor entre o ar e as aletas produz um gradiente de temperatura, fazendo com que a temperatura em sua superfície não seja constante. Em sua base, a temperatura é constante  $T_b = 8^\circ\text{C}$ , variando radial e angularmente.

Figura 3. Campo de temperatura na aleta, para o caso em que  $T_b = 8^\circ\text{C}$  e  $T_{ar} = 33^\circ\text{C}$ .



Na Fig. 4, é mostrado o campo de temperatura do domínio fluido e as linhas de velocidade em todos os domínios, situados em um plano médio entre as aletas. Percebe-se que as linhas de velocidade adquirem um sentido preferencial partindo do topo em direção ao fundo do domínio fluido, onde as temperaturas das entradas de ar são 33°C. O ar que circula nas proximidades das superfícies da parede do tubo assume uma temperatura próxima a das superfícies e, por isso, apresenta maior densidade. Essa diferença de densidade dentro do domínio fluido é o que dá origem à força de empuxo.

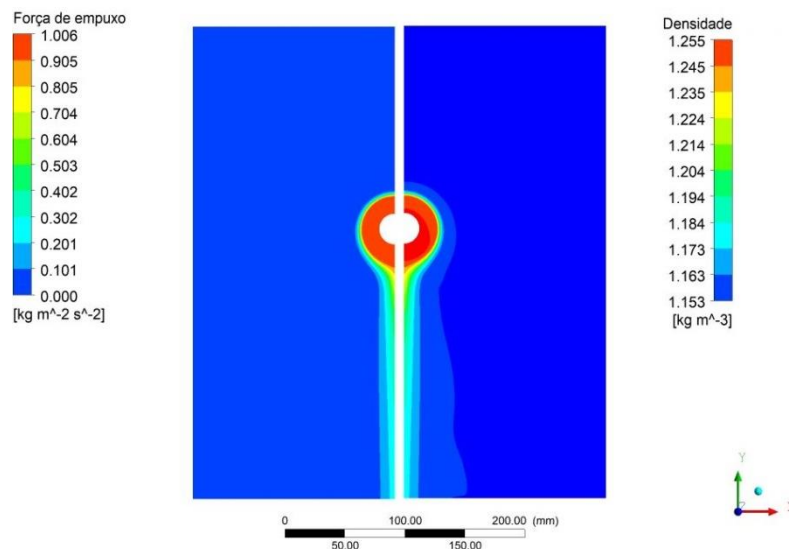
Figura 4. À esquerda, linhas de velocidade do ar e, à direita, campo de temperatura do fluido, para o caso em que  $T_b = 8^\circ\text{C}$  e  $T_{ar} = 33^\circ\text{C}$ .



Na Fig. 5, é mostrado o campo da força de empuxo e o de densidade em um plano situado na posição média entre as aletas. Incluindo-se a contribuição da força de empuxo aos cálculos, um termo é adicionado à equação do movimento, Eq. (5), baseado na diferença entre a densidade local e a densidade de referência ( $\rho_{ref}$ ).

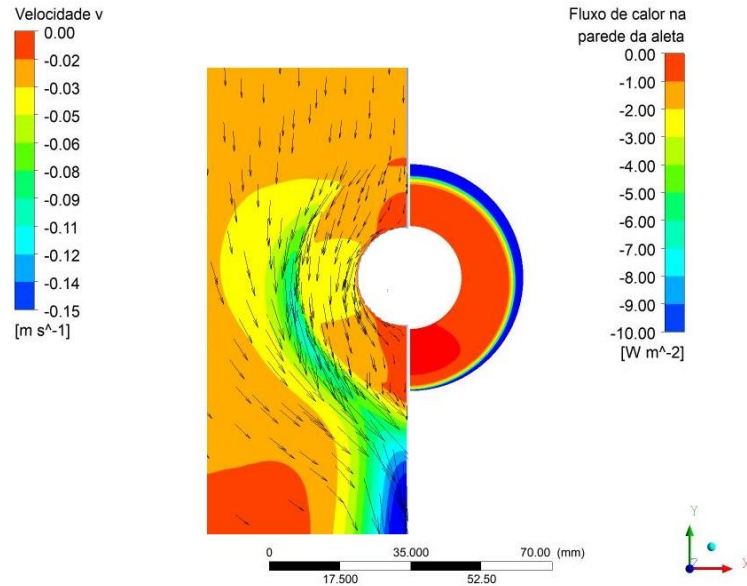
$$S_M = g(\rho - \rho_{ref}) \quad (5)$$

Figura 5. À esquerda, força de empuxo e à direita, densidade, para o caso em que  $T_b = 8^\circ\text{C}$  e  $T_{ar} = 33^\circ\text{C}$ .



Na Fig. 6, são mostrados a velocidade  $v$  e o fluxo de calor na parede da aleta. Percebe-se que o maior fluxo de calor localiza-se nas bordas da aleta. Analisando o campo de velocidade mostrado na figura, depreende-se que os efeitos da convecção natural não são relevantes, pois a velocidade entra as aletas não é significativa. Nota-se ainda que o fluxo de calor é mais acentuado no topo da aleta, uma vez que a velocidade do ar nessa posição é mais intensa e a temperatura do ar é mais elevada.

Figura 6. À esquerda, velocidade  $v$  e à direita, fluxo de calor na parede da aleta, para o caso em que  $T_b = 8^\circ\text{C}$  e  $T_{ar} = 33^\circ\text{C}$ .



Para o cálculo da efetividade, faz-se necessário quantificar o coeficiente convectivo de transferência de calor sem a presença das aletas. Tal transferência de calor foi simulada para um tubo desprovido de aletas e com diâmetro externo de 25,4mm e comprimento de 100mm. As dimensões do domínio fluido simulado  $H$  e  $L$  foram 400mm e 200mm, respectivamente. As condições de contorno do tubo aletado foram repetidas para o tubo sem aletas. A Tab. (1) mostra os resultados obtidos para o número de Nusselt numérico ( $Nu_1$ ), obtido através das Eq. (6) e (7), comparado com os valores analíticos calculado através da correlação de Churchill e Chu (1975) -  $Nu_2$  e Morgan (1975) -  $Nu_3$ . Comparando-se os resultados, percebe-se que o erro percentual máximo está dentro do aceitável, em torno de 10%.

Tabela 1. Número de Nusselt para o tubo sem aletas.

|                          | $T_\infty = 22^\circ\text{C}$ |        |        | $T_\infty = 27^\circ\text{C}$ |        |        | $T_\infty = 33^\circ\text{C}$ |        |        |
|--------------------------|-------------------------------|--------|--------|-------------------------------|--------|--------|-------------------------------|--------|--------|
|                          | $Nu_1$                        | $Nu_2$ | $Nu_3$ | $Nu_1$                        | $Nu_2$ | $Nu_3$ | $Nu_1$                        | $Nu_2$ | $Nu_3$ |
| $T_w = 8^\circ\text{C}$  | 6,45                          | 5,46   | 6,05   | 5,99                          | 5,02   | 5,52   | 5,55                          | 4,60   | 5,01   |
| $T_w = 12^\circ\text{C}$ | 6,67                          | 5,88   | 6,45   | 6,30                          | 5,53   | 6,03   | 5,98                          | 5,23   | 5,69   |
| $T_w = 15^\circ\text{C}$ | 6,97                          | 6,28   | 6,83   | 6,66                          | 6,00   | 6,49   | 6,41                          | 5,77   | 6,22   |

$$Nu = \frac{h D_f}{k_{ar}} \quad (6)$$

$$h = \frac{q}{A(T_\infty - T_{sup})} \quad (7)$$

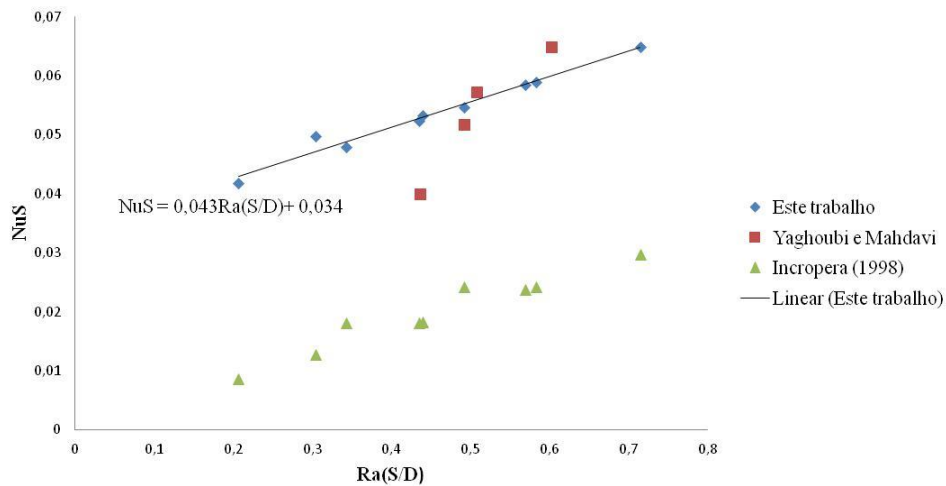
Onde  $h$  é o coeficiente convectivo de transferência de calor,  $A$  é a área de troca de calor do tubo,  $k_{ar}$  é o coeficiente difusividade térmica do ar, considerada constante, e o  $q$  representa o fluxo de calor entre o tubo e o ar, obtido numericamente através de simulação.

Os valores do coeficiente convectivo de transferência de calor do tubo aletado ( $h_1$ ) estão dispostos na Tab. (2), obtido numericamente, assim como o valor experimental ( $h_2$ ) obtido por Yaghoubi e Mahdavi (2013). Os valores de  $h_1$  foram obtidos através da Eq. (7), onde  $A$  torna-se a soma da área das superfícies do tubo e das aletas. Na Fig. 7, os valores do número de Nusselt ( $Nu_S$ ) foram calculados através da Eq. (6), sendo o comprimento característico o espaçamento entre as aletas  $S$ . Os valores mostrados foram comparados entre os resultados obtidos através das simulações do tubo aletado, os resultados experimentais de Yaghoubi e Mahdavi (2013) e a aproximação das aletas por um canal formado duas placas paralelas dada pela Eq. (9), Incropera (2008), que são simetricamente aquecidas com uma distância entre placas  $S$  e com comprimento  $D_f$ .

Tabela 2. Coeficiente convectivo de transferência de calor para o tubo aletado.

|                            | $T_{\infty} = 22^{\circ}\text{C}$ |       | $T_{\infty} = 27^{\circ}\text{C}$ |       | $T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$ |       |
|----------------------------|-----------------------------------|-------|-----------------------------------|-------|-----------------------------------|-------|
|                            | $h_1$                             | $h_2$ | $h_1$                             | $h_2$ | $h_1$                             | $h_2$ |
| $T_w = 8^{\circ}\text{C}$  | 0,68                              | 0,71  | 0,63                              | 0,69  | 0,54                              | 0,61  |
| $T_w = 12^{\circ}\text{C}$ | 0,75                              | 0,74  | 0,67                              | 0,68  | 0,62                              | 0,65  |
| $T_w = 15^{\circ}\text{C}$ | 0,84                              | 0,80  | 0,77                              | 0,73  | 0,71                              | 0,70  |

Figura 7. Números de Nusselt comparados entre os resultados deste trabalho, os experimentais de Yaghoubi e Mahdvi (2013) e a aproximação para um canal formado por duas placas paralelas.



$$Ra_S = \frac{g\beta(T_{\infty} - T_{sup})S^3}{\nu\alpha} \quad (8)$$

$$Nu_S = \frac{Ra_S(S/L)}{24} \quad (9)$$

Os resultados acima mostrados evidenciam a boa adequação das simulações com o trabalho experimental realizado por Yaghoubi e Mahdavi (2013), tanto para o coeficiente convectivo de transferência de calor quanto para o Número de Nusselt. Quando os valores de Nusselt são

comparados com aqueles obtidos através da Eq. (9), percebe-se que não existe compatibilidade entre esses resultados. Isso acontece devido à diferença entre as geometrias dos dois canais. Ainda na Fig. 7, uma linha de tendência para o comportamento dos resultados das simulações foi gerada, destacando a linearidade do comportamento de tais resultados, mostrada na Eq. (10).

$$Nu_s = 0,043Ra \left( \frac{S}{D} \right) + 0,034 \quad (10)$$

A efetividade da aleta, Eq. (8), é definida pela razão entre a taxa de transferência de calor da aleta e a taxa de transferência de calor que existiria sem a aleta. Na Tab. (3), encontram-se os valores da efetividade calculada numericamente ( $\epsilon_{fn}$ ) através dos resultados das simulações e analiticamente ( $\epsilon_{fa}$ ). A Eq. 9 é a solução analítica para o caso da aleta com área de seção reta não uniforme, sendo a temperatura na base especificada e a extremidade suposta adiabática.

$$\epsilon_f = \frac{q_a}{h A_{tr,b} (T_\infty - T_{sup})} \quad (8)$$

$$q_a = 2\pi k r_1 t (T_\infty - T_{sup}) m \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{K_0(mr_1)I_1(mr_{2c}) + I_0(mr_1)K_1(mr_{2c})} \quad (9)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_1}{kt}} \quad (10)$$

Onde  $q_a$  é o calor transferido através da aleta, determinado analiticamente e através dos resultados das simulações, e  $A_{tr,b}$  é a área transversal da base da aleta. O  $h$  utilizado na Eq. (8) deve ser o  $h$  do tubo sem aleta e o  $h_1$  é obtido através das simulações do tubo, Tab. (2). Os termos  $K_0$  e  $I_0$  são as funções modificadas de Bessel de ordem zero, de primeira e segunda espécie, Incropera (2008). Os termos  $K_1$  e  $I_1$  são as funções modificadas de Bessel de primeira ordem, de primeira e segunda espécie, Incropera (2008).  $k$  é o coeficiente de difusividade térmica do material da aleta. As diferenças entre os resultados das efetividades numérica e analítica, Tab. (3), apresentaram diferenças dentro do esperado, em torno dos 10%.

Tabela 3. Efetividade da aleta, calculada numericamente através dos resultados das simulações.

|                          | $T_\infty = 22^\circ\text{C}$ |                 | $T_\infty = 27^\circ\text{C}$ |                 | $T_\infty = 33^\circ\text{C}$ |                 |
|--------------------------|-------------------------------|-----------------|-------------------------------|-----------------|-------------------------------|-----------------|
|                          | $\epsilon_{fn}$               | $\epsilon_{fa}$ | $\epsilon_{fn}$               | $\epsilon_{fa}$ | $\epsilon_{fn}$               | $\epsilon_{fa}$ |
| $T_w = 8^\circ\text{C}$  | 27,25                         | 30,47           | 27,38                         | 31,12           | 24,80                         | 28,75           |
| $T_w = 12^\circ\text{C}$ | 28,90                         | 31,34           | 27,40                         | 29,99           | 26,39                         | 29,12           |
| $T_w = 15^\circ\text{C}$ | 30,73                         | 32,86           | 29,20                         | 31,42           | 28,13                         | 30,43           |

## Conclusões

Os resultados obtidos com as simulações mostraram boa compatibilidade na análise da convecção natural em tubos aletados e, em razão disto, que o tratamento numérico através de simulações é uma boa ferramenta de previsão de comportamento físico para este caso. Os resultados mostraram que para a situação em que o espaçamento entre aletas corresponde a 2mm, a transferência de calor por convecção é de baixa intensidade. Sabendo que para qualquer projeto racionalmente dimensionado os resultados da efetividade devem ser os maiores possíveis, percebe-se que, mesmo sendo baixa a intensidade da transferência de calor para a configuração em que  $S = 2\text{mm}$ , o uso de aletas para esta



aplicação se mostra vantajoso, pois  $\varepsilon_f > 2$ . Avaliando o comportamento da velocidade e levando em consideração o espaçamento entre aletas analisado, constata-se que os maiores valores de fluxo de calor ocorrem no topo da aleta, pois nessa posição a velocidade do ar é maior que nas posições subsequentes da aleta percorridas pelo ar. A temperatura na base da aleta mostrou-se constante e o comportamento do seu campo de temperatura revela que sua variação ocorre radial e angularmente. As variações de temperatura na aleta são de cerca de 0,2 °C e, devido a isso, a aleta pode ser considerada uma superfície isotérmica. Essa baixa variação de temperatura ocorre devido ao material considerado na análise, alumínio puro, que apresenta um coeficiente de difusividade térmica da ordem de 237 W/mK. O coeficiente convectivo de transferência de calor depende fortemente da forma da aleta, pois é essa forma que é usada na escolha das correlações a serem utilizadas nos cálculos analíticos. São essas correlações que, levando em consideração aproximações de geometria, imprimem incertezas no processo de cálculo afastando os resultados analíticos dos resultados reais e numéricos. Nesses casos, as simulações se mostram a melhor solução, pois os resultados se adéquam satisfatoriamente aos obtidos experimentalmente.

### **Agradecimentos**

Gostaríamos de agradecer ao PRH ANP 14 e à ANP pela bolsa de fomento ao estudo e à pesquisa.

### **Referências Bibliográficas**

Chen, H.; Hsu, W. Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 1750-1761, 2007.

Churchill, S.W. and Chu, H.H.S., 1975. Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from Horizontal Cylinder. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 1049-1053.

Frank P. Incropera, David P. DeWitt. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. 6ª Edição. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2008. Xxx páginas. Volume único.

Hahne, E.; Zhu, D. Natural convection heat transfer on finned tubes in air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Grã-Bretanha, vol. 37, nº 1, pp. 59-63, 1994.

Kayansayan, N.; Karabacak, R. Natural convection heat transfer coefficients for a horizontal cylinder with vertically attached circular fins. *Heat Recovery Systems & CHP*, Grã-Bretanha, vol. 12, nº 6, pp. 457-468, 1992.

Kumar, et. al. 3D numerical study of the effect of eccentricity on heat transfer characteristics over horizontal cylinder fitted with annular fins. *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 108, pp. 28-39, 2016.

Souza, S. I. S.; Bessa, K. L. Numerical Simulation of Natural Convection Heat Transfer in Circular Fins. 16th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Brasil, 7 a 10 de novembro de 2016.

Yaghoubi, M.; Mahdavi, M. An investigation of natural convection heat transfer from a horizontal cooled finned tube. *Experimental Heat Transfer*, vol. 26, pp. 343-359, 2013.