

## ESTUDO NUMÉRICO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TUBO COM ALETAS ANULARES

Sandi I. S. de Souza – [sandi@ufrn.br](mailto:sandi@ufrn.br)  
Jonatha W. S. Araújo – [jonatha@ufrn.edu.br](mailto:jonatha@ufrn.edu.br)

F1 - Termodinâmica, Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor

**Resumo.** No presente trabalho empregou-se técnicas de simulação numérica como ferramenta de estudo da convecção natural em um tubo horizontal com aletas anulares. Três configurações foram estudadas variando o espaçamento  $S$  entre as aletas,  $S$  igual a 5 mm, 8 mm e 10 mm. Buscou-se identificar as mudanças no processo de transferência de calor em virtude do espaçamento  $S$ , a existência da condução axial e o desempenho do tubo aletado. Para isso um modelo geométrico com três domínios foi desenvolvido. Dois domínios contendo fluido, água aquecida na região interna do duto e Ar na parte externa, e um domínio sólido composto por um tubo aletado de aço. Utilizou-se o código comercial, ANSYS-CFX, para resolver o sistema resultante da aproximação das equações diferenciais governantes. Resultados para os campos de temperatura nas aletas, distribuição da temperatura ao longo do tubo e as taxas de transferência de calor são apresentados. Os resultados mostraram que as trocas térmicas mudam de acordo com a posição da aleta, e com o espaçamento entre as aletas.

**Palavras Chaves:** Simulação numérica, convecção natural, tubo horizontal, aletas anulares.

### 1 INTRODUÇÃO

Aletas são superfícies estendidas, utilizadas em inúmeras aplicações industriais objetivando a intensificação da transferência de calor entre um sólido e um fluido. Sistemas de aquecimento e resfriamento, trocadores de calor e sistemas de ventilação controlada são alguns exemplos onde se dá a utilização das aletas, permitindo a diminuição no tamanho dos sistemas. A transferência de calor em tubos aletados tem sido estudada de forma experimental e através das soluções governantes, utilizando as abordagens analítica e numérica.

Entre os trabalhos publicados sobre o assunto podemos citar: Kayansayan e Karabacak (1992), que desenvolveram estudos experimentais em tubos aletados com uma fonte térmica de 2000 W de potência, com números de Rayleigh da ordem  $10^5$  até  $5 \times 10^7$ . Quatro diâmetros de aletas, e diferentes espaçamentos, num total de 16 configurações foram estudadas. Os autores investigaram o comportamento do número de Nusselt em função do Rayleigh, e o efeito do espaçamento sobre o coeficiente convectivo. Os resultados mostram que para baixos valores de espaçamento a presença das aletas interfere fortemente sobre o coeficiente convectivo. Hahne e Zhus (1994) conduziram experimentos com o objetivo de identificar o efeito da altura sobre o processo de transferência de calor. Três diâmetros foram estudados com taxas de aquecimento variando de 10 W a 60 W. Os autores investigaram o gradiente térmico na parede da aleta via termografia. Os resultados encontrados para o número de Nusselt ficaram próximos aos obtidos com correlações. Yildiz e Yüncü (2004) estudaram experimentalmente comportamento do processo de transferência de calor em tubos aletados. Utilizaram 18 configurações alterando o diâmetro e o espaçamento entre as aletas. Compararam seus resultados para o número de Nusselt com os obtidos com as correlações de Churchill e Chu (1975) e Morgan (1975), para escoamento laminar sobre cilindros. 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. A potência utilizada no experimento foi de 200 W, e aletas com 2 mm de espessura de aço AISI 304, com 99 mm de diâmetro externo e 27 mm de diâmetro interno. 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, diâmetro externo de 56 mm, espessura de 0.4 mm e espaçamento de 2 mm. As temperaturas do ambiente e da base do tubo foram controladas. Os testes foram realizados para 3 temperaturas da base e 3 temperaturas do ambiente, gerando 9 configurações. Os resultados do campo de velocidade e do coeficiente convectivo em função da temperatura ambiente e da temperatura da base foram apresentados. Kumar et al. (2016) desenvolveram estudos numéricos 3D sobre o tema, e avaliaram o efeito do espaçamento, do diâmetro e da diferença de temperatura aleta-ambiente sobre as trocas térmicas e forças de empuxo geradas. Os autores encontraram como valor de 8 mm como o espaçamento ótimo.

Segundo Incropera et al. (2016), na convecção natural, o fluido movimenta-se devido às forças de empuxo, ao passo que na convecção forçada o movimento é imposto por alguma fonte externa. A variação da temperatura é a força motriz da convecção natural Bejan (1984). O empuxo gerado é devido a presença de um gradiente de massa específica no fluido que ocasiona o aparecimento de uma força de corpo. Nesta classe de trabalhos a simulação numérica encontra um fértil campo de atuação possibilitando entender o comportamento das variáveis governantes. Neste trabalho busca-se estudar numericamente a influência do espaçamento entre aletas, bem como o efeito da condução axial no tubo sobre o processo de transferência de calor, sem a utilização da condição simplificada de temperatura prescrita constante na parede. Para isso um modelo geométrico com três domínios distintos foi desenvolvido. e na solução numérica das equações de transporte utilizou-se um código comercial em CFD, ANSYS-CFX.

## 2 MODELAGEM

### 2.1 Modelo físico e malha computacional

Na Figura 1 é apresentado o modelo físico empregado nesse estudo, que consiste em três subdomínios, dois domínios fluidos e um domínio sólido. Foi considerada a simetria no fenômeno. Na tabela 1 estão indicados os valores das principais dimensões do modelo utilizado. A Fig. 2 mostra a malha adotada, constituída por  $4.5 \times 10^6$  elementos de volume hexaédricos.

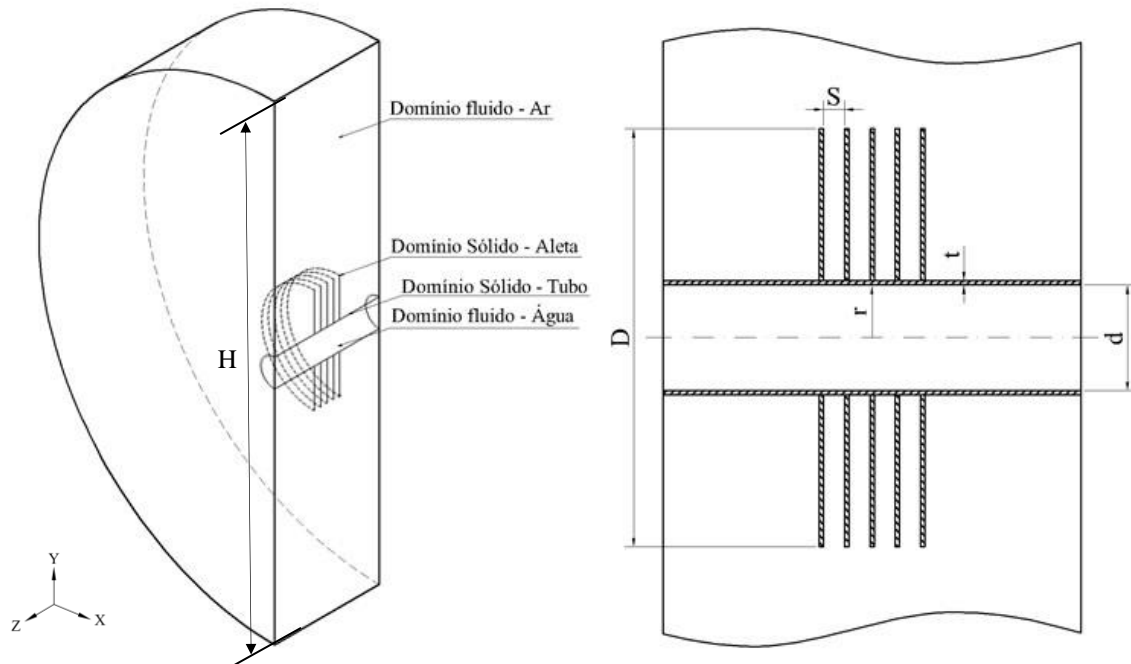


Figura 1: Domínio físico utilizado.

Tabela 1 – Dimensões principais do modelo utilizado.

Dimensão	Valor
S	5 mm, 8mm e 10 mm
D	51.4 mm
d	25.4 mm
t	1 mm
H	4 D

### 2.2 Condições de contorno

A simulação ocorreu em regime permanente, com o regime de escoamento laminar atuando nos domínios fluidos. Os três domínios computacionais utilizados podem ser visualizados na Fig. 1, domínio externo onde o fluido adotado é o Ar, o domínio sólido com o tubo com aletas de aço, e o domínio interno fluido onde escoava água aquecida. Na seção de entrada do tubo interno, domínio da água, mostrado na Fig. 1, a temperatura foi mantida constante igual a  $100^{\circ}\text{C}$ , e o número de Reynolds na ordem de 2000. Na superfície de saída do domínio água a pressão foi mantida constante e igual a pressão atmosférica. A superfície externa radial do domínio Ar foi configurada como superfície aberta com temperatura de  $25^{\circ}\text{C}$ . Nas superfícies laterais do domínio sólido e do domínio Ar foi imposta a condições de contorno de simetria. O problema contém duas interfaces fluido-sólido, uma associada aos domínios da água e do tubo aletado e outra associada aos domínios do ar e do tubo aletado.

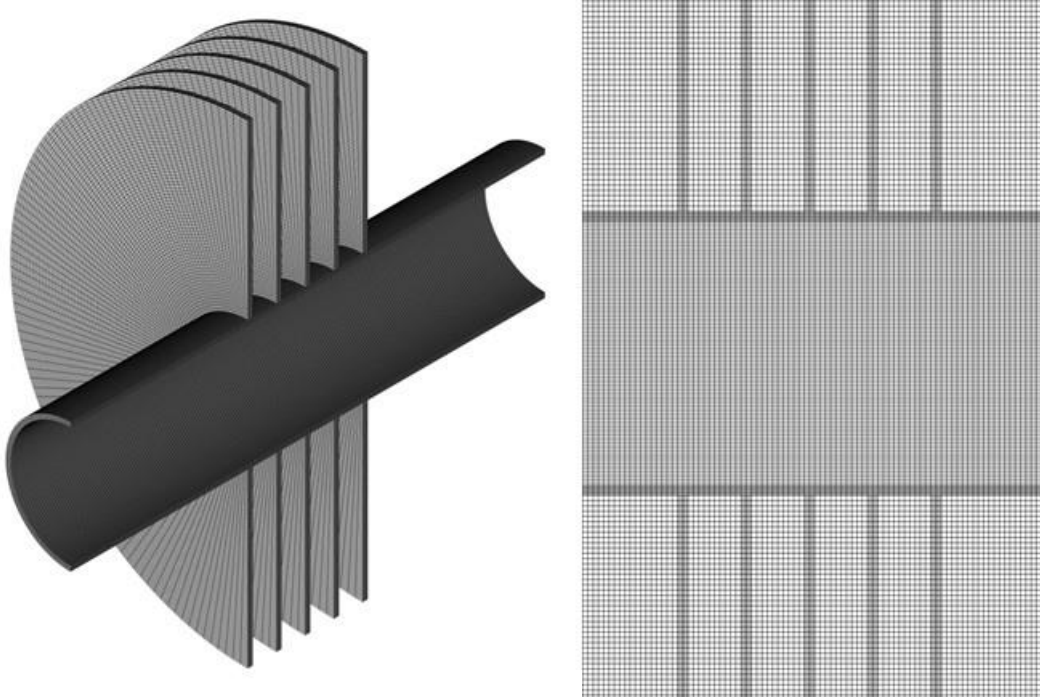


Figura 2: a) Malha em todos os domínios b) Vista frontal da malha (Tubo interno mais aletas).

### 2.3 Equações governantes

Para prever de regime de escoamento no domínio Ar, empregou-se o número de Rayleigh Eq. 1, sendo encontrados valores da ordem de  $5 \times 10^5$ , caracterizando um escoamento laminar. No domínio Água empregou-se velocidades na entrada do domínio que garantiram um escoamento laminar.

$$Ra = \frac{g\beta(T_{\infty} - T_w)D^3}{\nu\alpha} \quad (1)$$

Onde  $g$  é a aceleração gravitacional,  $D$ ,  $\beta$ ,  $\nu$  e  $\alpha$  representam o diâmetro da aleta, o coeficiente expansão térmica, viscosidade cinemática e a difusividade térmica do ar na temperatura média.  $T_{\infty}$  e  $T_w$  representam as temperaturas do fluido na entrada do domínio e da parede respectivamente. Para modelar os escoamentos laminar, que ocorrem externamente as aletas e internamente ao tubo, são utilizadas as equações da conservação de massa e as equações de Navier-Stokes, Eq. 1 e Eq. 2. Os processos de transferência de calor são modelados pela equação da conservação da energia, sendo utilizada para o domínio fluido a Eq. (3) e para o domínio sólido a Eq. 4. O software ANSYS-CFX foi utilizado para resolver o sistema de equações aproximadas resultantes da aplicação da técnica de volumes finitos. O critério de convergência adotado foi a “Root Mean Square” (RMS) of  $1.0 \times 10^{-6}$ , para todas as velocidades e pressão.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{k_f}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left( k_s \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = 0 \quad (5)$$

Nas equações acima  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $\mu$  a viscosidade dinâmica,  $x$  é uma coordenada,  $U$  é o vetor velocidade,  $p$  é a pressão,  $k$  e  $S_M$  representam o coeficiente de difusão térmica e o termo fonte respectivamente.  $T$  é a temperatura e  $c_p$  representa o calor específico a pressão constante.

### 3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Figura 3 apresenta o campo de temperatura sobre as aletas laterais do tubo, é possível visualizar variações na ordem de 5°C nas superfícies das aletas, e essa variação considerável se justifica, em parte, pelo fato das aletas serem de aço, o qual possui condutividade térmica relativamente baixa se comparado a outros materiais, como alumínio ou cobre por exemplo. Também percebe-se uma variação da ordem de 10°C no campo de temperatura entre as aletas que estão situadas na esquerda, mais aquecidas, e na direita. Isso se deve ao fato da redução da temperatura da água que escoo no duto interno e a transferência de calor que ocorre a medida que o escoamento interno ao tubo se desenvolve. É visível também que as variações mais intensas ocorrem nas situações onde o espaçamento entre as aletas é maior.

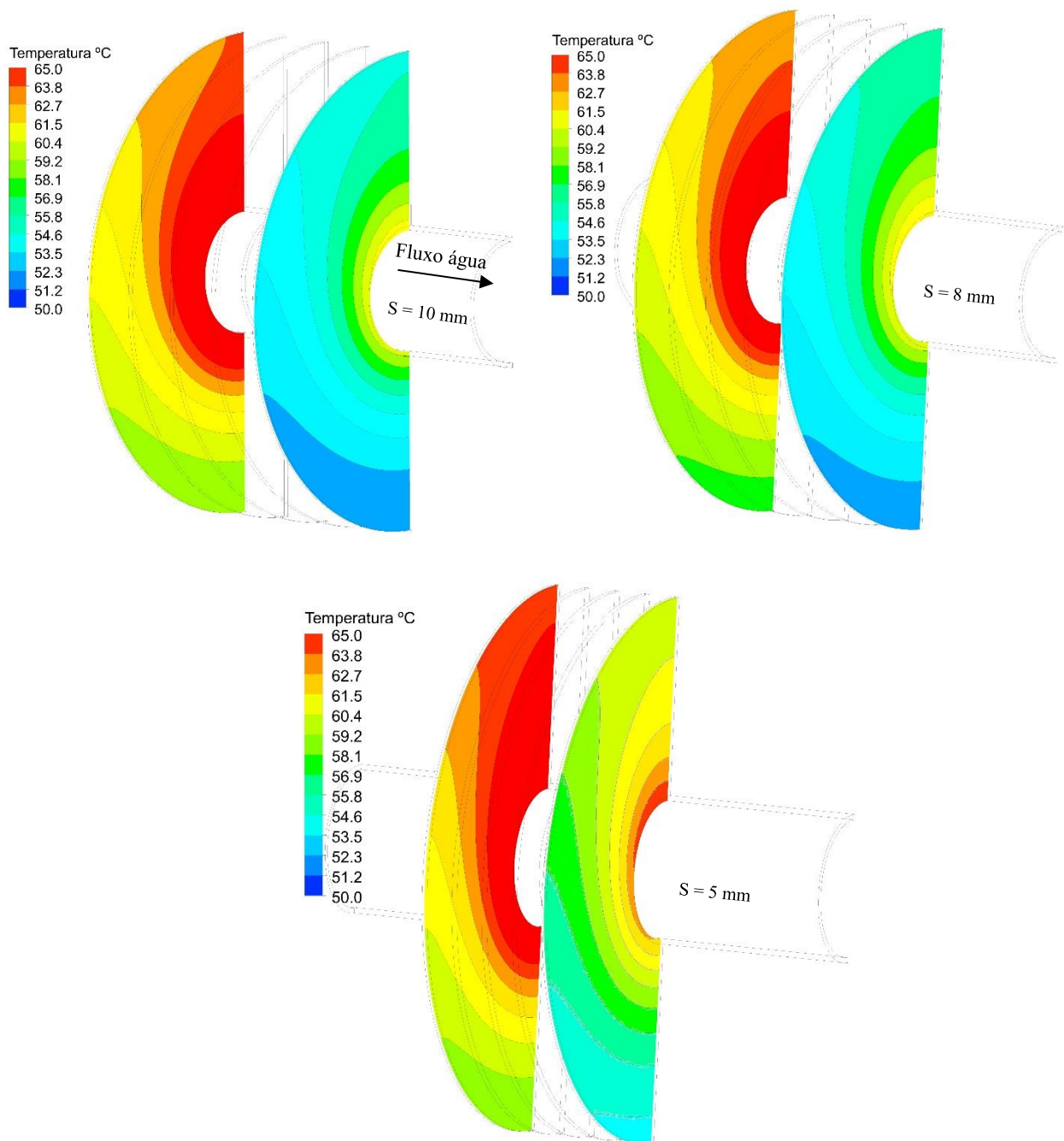


Figura 3: Campo de temperatura nas aletas laterais.

Na figura 4, estão expostos os campos de temperatura em um plano localizado no centro do domínio. É possível fazer um comparativo entre os três casos estudados. Novamente percebe-se que o campo de temperatura do ar decresce no sentido do escoamento da água aquecida.

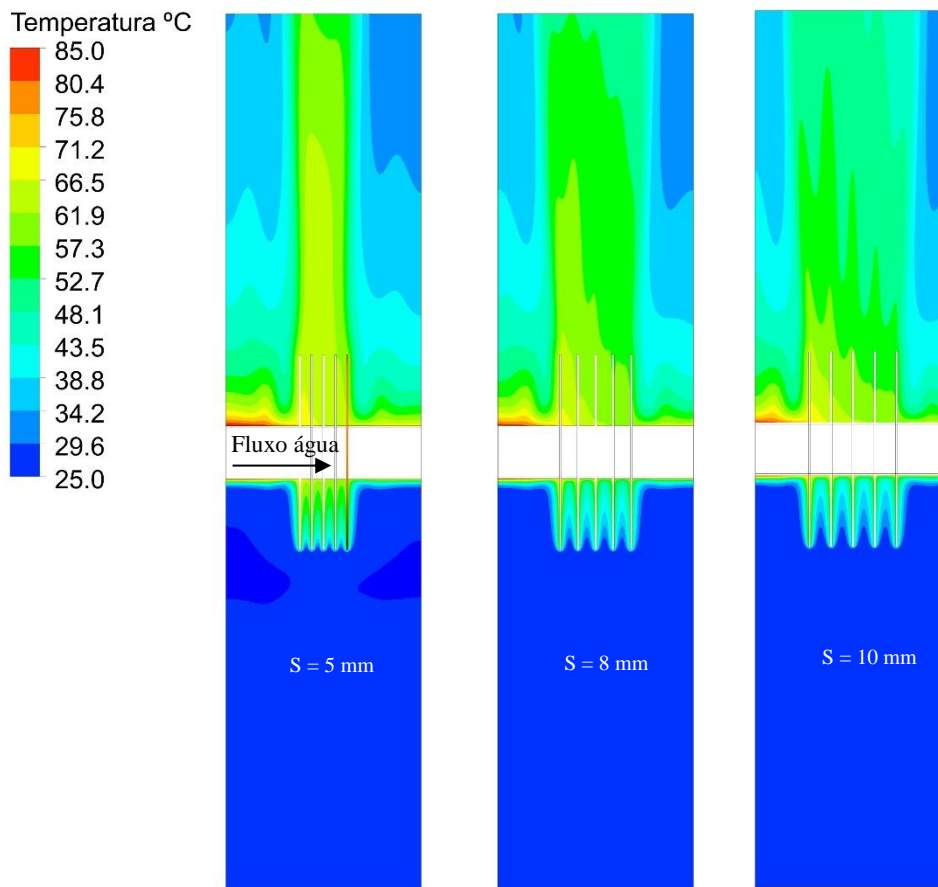


Figura 4: Campo de temperatura em um plano localizado no meio do domínio.

Na Figura 5 estão mostrados os campos de velocidade do domínio ar, na região central do conjunto tubo aleta e na face lateral do domínio. Os valores da velocidade máxima são praticamente os mesmos, na ordem de 0,5 m/s, para todos os espaçamentos entre aletas estudados. Em todos os casos ocorre a concentração da velocidade máxima na região acima das aletas. Essa região é mais extensa quanto maior for o valor do espaçamento  $S$ , e novamente é possível identificar a influência do espaçamento entre aletas sobre a movimentação do ar. Na mesma figura também pode-se notar a variação no campo de velocidade do ar na direção axial, que é influência da diferença no campo de temperatura da aleta mais aquecida na região de entrada da água quente para a menos aquecida na região de saída da água. A seta indica a direção do fluxo interno. As figuras foram rotacionadas para melhor visualização dos campos de temperatura, nas duas faces.

A Figura 6, mostra o comportamento da temperatura no interior da parede do tubo, com e sem aletas, ao longo de duas linhas situadas a meia espessura do tubo. A primeira linha colocada na posição superior e a segunda colocada na região inferior do tubo. Inicialmente pode-se notar a diferença da temperatura entre a posição superior e a inferior. Isto se deve ao escoamento do ar que ocorre verticalmente no sentido positivo de  $Y$ , originado pela mudança de massa específica do fluido, força motriz da convecção natural. Percebe-se a substancial diferença que existe, na temperatura, entre o tubo com aletas e o tubo sem as aletas. A retirada de energia é superior no caso das aletas. As diferenças de temperatura entre a região de entrada do fluido quente e a região de saída do mesmo, são menores, quando comparadas a situação do tubo com aleta. Na região inferior acontecem as menores temperaturas pois nessa posição o ar com as menores temperaturas entra em contato com o tubo promovendo as trocas mais intensas de temperatura enquanto que na região superior as trocas são menos intensas. Esse mesmo efeito, temperaturas menores na região inferior, pode ser visto também no campo de temperatura das aletas. O espaçamento entre as aletas interfere na transferência de calor, e consequentemente nos valores da temperatura, como mostrado na Fig. 3 e Fig. 4, quanto maior o espaçamento, menores serão as temperaturas. Na Fig. 6 é possível observar pequenas oscilações no comportamento da temperatura, nas regiões onde as aletas estão alocadas. Após a aleta posicionada na direita as temperaturas no tubo aumentam, este comportamento mostra influência das aletas no processo de transferência de calor, e a existência da condução axial na parede do tubo.

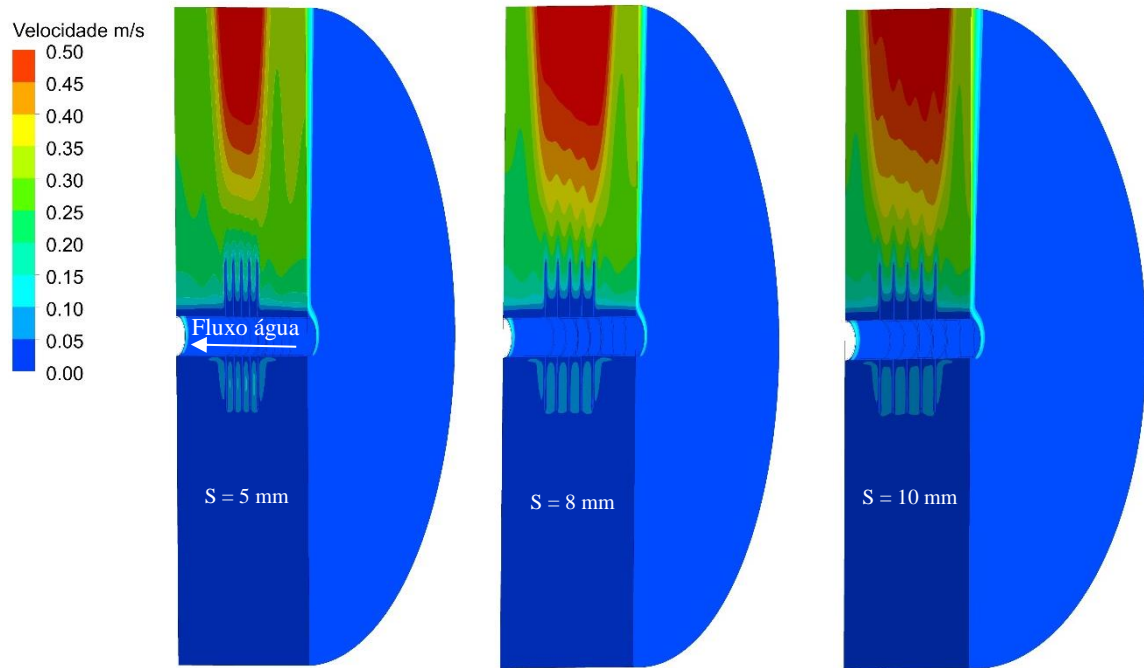


Figura 5: Campo de velocidade em um plano localizado no meio do domínio e na face lateral.

Na Tabela 2 são mostradas as taxas de transferência de calor das aletas colocadas nas extremidades, na esquerda  $Q_{Esq}$ , e na direita  $Q_{Dir}$ , percebe-se assim o efeito da diferença dos campos de temperatura nas aletas, mostrados na Fig. 3 e Fig. 4, sobre o processo de transferência de calor. A aleta da esquerda, próxima da entrada do fluido quente transfere 26.32% mais energia que a aleta posicionada mais próxima da saída do fluido quente. Essa diferença diminui com a diminuição do espaçamento  $S$ , sendo de 13.4% quando o espaçamento  $S$  for de 5 mm. Quanto maior o espaçamento  $S$  maior é a energia transferida pelas aletas. Na tabela 3 são mostrados os valores das taxas de transferência de calor de um tubo sem aleta, e do conjunto tubo mais aletas, para os espaçamentos estudados. Novamente é possível observar o efeito do espaçamento  $S$ . Para o espaçamento  $S$  igual a 10 mm, a taxa de transferência de calor foi 254 % superior ao tubo sem aleta, enquanto que para  $S$  igual a 5 mm foi de 203%.

Tabela 2. Taxa de transferência de calor nas aletas das extremidades

Espaçamento $S$ (mm)	$Q_{Esq}$ (W)	$Q_{Dir}$ (W)	$Dif.$ %
5	1.494	1.232	13.4
8	1.676	1.278	23.74
10	1.755	1.293	26.32

Tabela 3. Comparativo entre a taxa de transferência de calor do tubo sem aletas com o tubo com aletas

Tubo sem aletas	Tubo com aletas		
	$S = 5$ mm	$S = 8$ mm	$S = 10$ mm
2.27 W	6.89 W	7.78 W	8.05 W

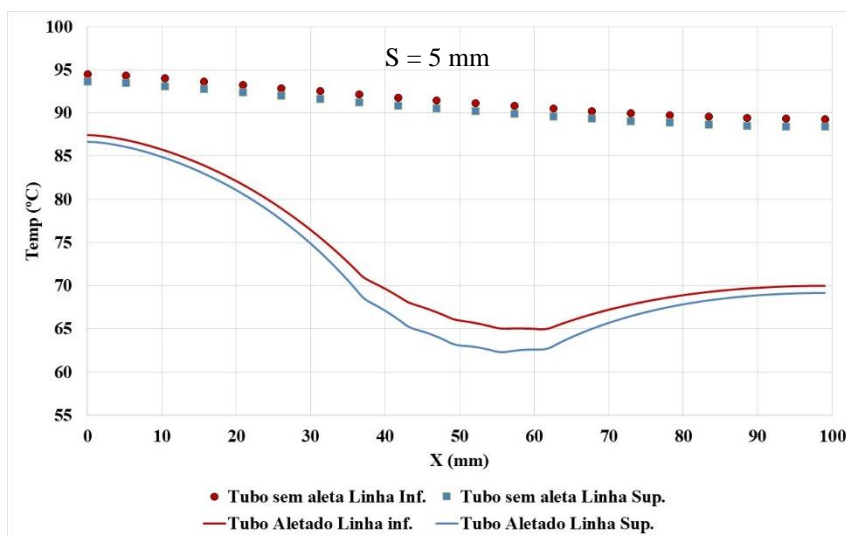
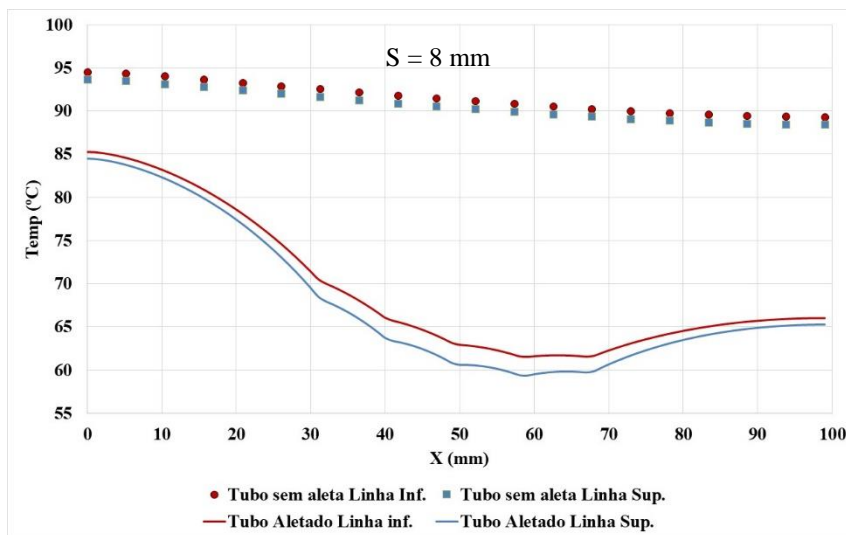
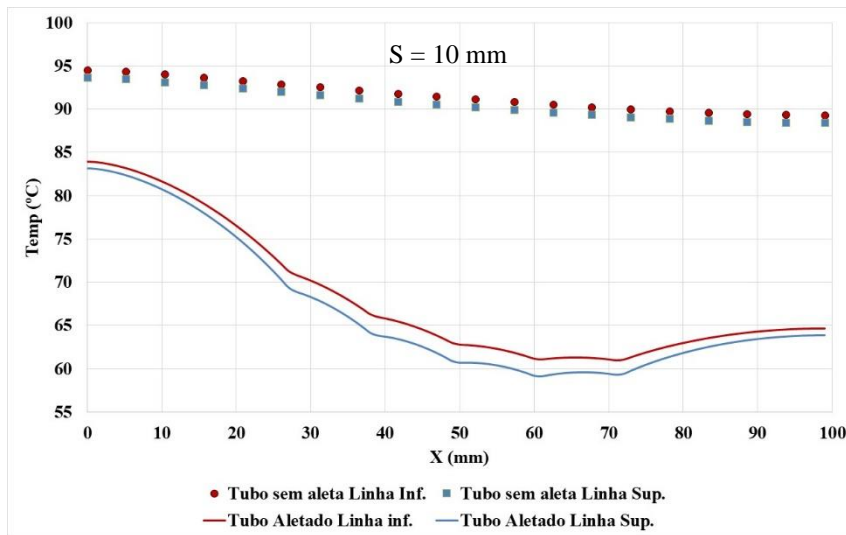


Figura 6: Variação axial da temperatura no interior do tubo.

#### 4 CONCLUSÃO

No presente trabalho simulou-se numericamente o escoamento laminar e a transferência de calor em um tubo aletado. Através dos resultados percebe-se que a temperatura na aleta não é uniforme, as variações registradas chegam a ser da ordem de 15 °C. Na aleta a temperatura varia com o raio e com a posição angular. Existe uma diferença considerável no campo de temperatura das aletas, promovendo uma transferência de calor não uniforme para o ar circundante. A intensa variação da temperatura na parede do tubo, mostra a existência condução axial. Fica evidente o afastamento da realidade quando são consideradas condições de contorno com temperatura prescrita na base das aletas para o conjunto tubo aletas.

#### 5 AGRADECIMENTOS

Este trabalho é apoiado pela Universidade Federal do Rio Grande do Norte e pelo Laboratório de Dinâmica dos Fluidos da UFRN.

#### 6 REFERÊNCIAS

- Bejan, A. 1984. *Convective heat transfer*. John Wiley & Sons, New York.
- Chen, H.T., Hsu, W.L. 2007. Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular- finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 50:1750-1761.
- Churchill, S.W., Chu, H.H.S. 1975. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from horizontal cylinder. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 18:1049-1053.
- Hahne, E., Zhus, D. 1994. Natural convection heat transfer on finned tubes in air. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 37:59-63.
- Incropera, F.P., D.P. DeWitt, T.L. Bergman, and A.S. Lavine. 2007. *Fundamentals of heat and mass transfer*, 6th ed. John Wiley & Sons, New York.
- Kayansan, N., Karabacak, R. 1992. Natural convection heat transfer coefficients for a horizontal cylinder with vertically attached circular fins. *Heat Recovery Systems & CHP*, 12(6):457-468.
- Kumar, A., Joshi, B.J., Nayak, A.K., Vjayan, P.K. 2016. 3D CFD simulations of air cooled condenser-ii: natural draft around a single finned tube kep in a small chimney. *Int. J. Heat And Mass Transfer*, 92:507-522.
- Morgan, V. T. 1975. The overall convective heat transfer from smooth circular cylinder. *Advances in Heat Transfer* 11: 199-264.
- Yaghoubi, M., Mahdavi, M. 2013. An investigation of natural convection heat transfer from a horizontal cooled finned tube. *Experimental Heat Transfer* 26:343-359.
- Yildiz, Ş., Yüncü, H. 2004. An experimental investigation o performance of annular fins on a horizontal cylinder in free convection heat transfer. *Heat and Mass Transfer* 40:239-251.