

ESTUDO NUMÉRICO DA INCLUSÃO DE GERADORES DE TURBULÊNCIA EM CANAL COM TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Rodolfo Antunes Rangel Barboza (IC) e Edvaldo Angelo (Orientador)

Apoio: PIBIC Mackenzie

RESUMO

O artigo apresenta uma simulação numérica computacional de um mesmo canal de seção transversal retangular com diferentes elementos geradores de vórtices, havendo troca de calor entre as paredes e o fluido. O canal representa uma pequena parte de um trocador de calor de placas para aplicação em dispositivos eletrônicos. Foram realizadas diversas simulações em que as geometrias dos geradores de vórtices foram alteradas e comparadas entre si, objetivando o aumento da troca de calor. As simulações computacionais foram realizadas utilizando o software comercial ANSYS CFX®. Os resultados indicaram a intensificação da troca de calor com a adição dos elementos geradores de vórtices, assim como também a perda de carga. É indicada a geometria mais eficiente entre as apresentadas.

Palavras Chave: Dinâmica dos fluidos computacional. Trocador de calor de placas. Gerador de vórtice.

ABSTRACT

This article presents a computational simulation of a channel with a rectangular cross section with different vortex generators, in which there is a heat exchange between the walls and the fluid. The flow channel represents a small part of a heat exchanger for electronic devices. Several simulations were made where the geometry of the vortex generators were changed and compared with each other, aiming the increase in heat exchange. The computational simulations were performed using the ANSYS CFX® software. The results indicate an intensification of the heat exchange with the addition of the vortex generators, as well as the increase of the pressure drop. The most efficient geometry is given between the ones that were tested.

Keywords: Computational fluid dynamics. Plate heat exchanger. Vortex generator.

1. INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor são aparatos necessários para o controle de temperatura de processos como o fracionamento de petróleo, a sintetização de polímeros, entre outras inúmeras aplicações relevantes para a engenharia. Os trocadores de calor podem ser definidos (FILHO, W. Braga, 2004) como equipamentos que transferem energia térmica de um sistema para uma vizinhança ou entre partes de um sistema. Portanto, os trocadores são projetados para transportar energia de um fluido que possui maior entalpia (fluido quente) para o fluido que possui menor entalpia (fluido frio).

Em aplicações envolvendo componentes eletrônicos há crescente demanda por sistemas de resfriamento exigindo crescentes aumentos nas eficiências térmicas dos mesmos. Entre as alternativas à utilização de dissipadores padrão que trocam calor diretamente com o ar está a utilização de líquidos como fluidos refrigerantes, o que exige a construção de trocadores de calor instalados em circuitos fechados, porém fabricantes brasileiros de trocadores de calor não têm modelos especificamente projetados para tais aplicações. Neste contexto se justifica o estudo proposto, que utiliza ferramentas computacionais visando reduzir o número de protótipos a serem confeccionados e ensaiados em bancadas experimentais, abordagem que torna dispendioso o estudo pela realização de inúmeros experimentos. Desta forma, a análise matemática preliminar de novas propostas geométricas permite agilizar o processo de estudo, limitando a realização dos experimentos às alternativas que apresentarem resultados mais promissores nas simulações computacionais (ANDERSON, J. D., 1995).

O estudo consiste na simulação numérico computacional de um modelo de trocador de calor de placas de pequeno porte e variações geométricas do mesmo, visando a otimização e identificando os impactos na transferência de calor e perda de carga desse equipamento. Estudos preliminares foram apresentadas originalmente (ANGELO, E. et al., 2015) para algumas geometrias e condições e são estendidas neste trabalho.

O objetivo principal do projeto é obter a maior taxa de transferência de calor com a menor área de troca e menor perda de carga. Porém, as estratégias mais comumente adotadas para o aumento da transferência de calor com diminuição do tamanho do trocador de calor impõem aumento de perda de carga no escoamento do fluido. A perda de carga é a transformação de parcelas úteis de energia mecânica em energia interna e calor, e é originada por dois motivos: atritos internos causados pela viscosidade do fluido e regiões de escoamentos com recirculações que demandam energia para manter o movimento no qual ocorre dissipação viscosa (POTTER, M. C. et al., 2009).

Ao atingir níveis maiores de turbulência no escoamento a taxa de transferência de calor é aumentada (INCROPERA, F. P., 2012), e esse efeito pode ser conseguido adicionando

elementos sólidos no meio do escoamento, sendo assim capaz de alterar o desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica que por sua vez influencia também no desenvolvimento da camada limite térmica.

A escolha do canal em estudo foi inspirada em uma simplificação do escoamento em um trecho entre as placas de um trocador de calor do tipo de placas (KREITH, F., 2002) convencional. A opção pela adoção do trocador de calor do tipo placas se deve a facilidade da construção mecânica do mesmo, que possibilita a futura verificação experimental dos resultados.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

O fluido de trabalho é admitido como sendo um fluido newtoniano e incompressível (WHITE, F., 1991 e SCHLICHTING, H. et al, 2000) com suas propriedades hidro e termodinâmicas uniformes e constantes, e também válida a hipótese de Stokes (DAVIDSON, L., 2003). As equações 1, 2 e 3 representam, respectivamente, a equação da conservação de massa, da conservação da quantidade de movimento e da conservação da energia. Estas equações de conservação representam as equações médias de Reynolds (SCHLICHTING, H. et al, 2000 e DAVIDSON, L., 2003) pois as grandezas, em função da turbulência, são escritas como a soma do valor médio e uma flutuação (DAVIDSON, L., 2003).

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial (\bar{U}_i \bar{U}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\bar{p} + \frac{2}{3} \rho k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\bar{U}_i \bar{T})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\alpha + \frac{\mu_t}{0.9 \rho} \right) \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3)$$

Sendo: p é a pressão estática, T é a temperatura, U é a componente cartesiana da velocidade, com o índice i variando de um a três, indicando cada uma das coordenadas cartesianas (respectivamente: $i = 1$ para x , $i = 2$ para y e $i = 3$ para z), α é a difusividade térmica do fluido, ρ é a densidade do fluido, μ é a viscosidade dinâmica do fluido e k é a energia cinética turbulenta.

O escoamento se desenvolve de modo estacionário em regime turbulento e são desprezíveis os efeitos do campo gravitacional e das dissipações viscosas na equação de conservação de energia (3), além de inexistentes os efeitos de campos elétricos e magnéticos. Também é admitida como válida a hipótese de *Boussinesq* para definição de viscosidade turbulenta, que é relacionada ao escoamento e não à propriedade física do fluido. O número

de *Prandtl* turbulento foi adotado como 0.9 , conforme indicado na literatura para escoamentos internos (MALHOTRA, A. et al, 1984 e WILCOX, D., 1993). Foi utilizado o modelo de turbulência $k-\omega$, que relaciona a taxa de dissipação de energia por unidade de volume e tempo (ω), e a energia cinética turbulenta para determinar a viscosidade turbulenta (WILCOX, D., 1993). As equações (4), (5), (6) e (7) são as equações da viscosidade turbulenta (4) e do transporte para as grandezas turbulentas (k e ω), com os termos transitórios do modelo original desprezados.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial(\bar{U}_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{2} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + P_k - 0,09 \rho k \omega \quad (5)$$

$$\rho \frac{\partial(\bar{U}_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{2} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) + \frac{\omega}{k} \left(\frac{5}{9} P_k - 0,075 \rho k \omega \right) \quad (6)$$

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \quad (7)$$

Foi admitido um sólido homogêneo sem geração interna de energia composto de material com propriedades constantes, tendo assim a equação de conservação de energia simplificada conforme equação (8).

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_i^2} = 0 \quad (8)$$

Para a resolução do sistema de equações diferenciais foi utilizado o método dos volumes finitos, onde foram resolvidos simultaneamente a dinâmica do escoamento do fluido e a transferência de calor do fluido com o sólido.

3. METODOLOGIA

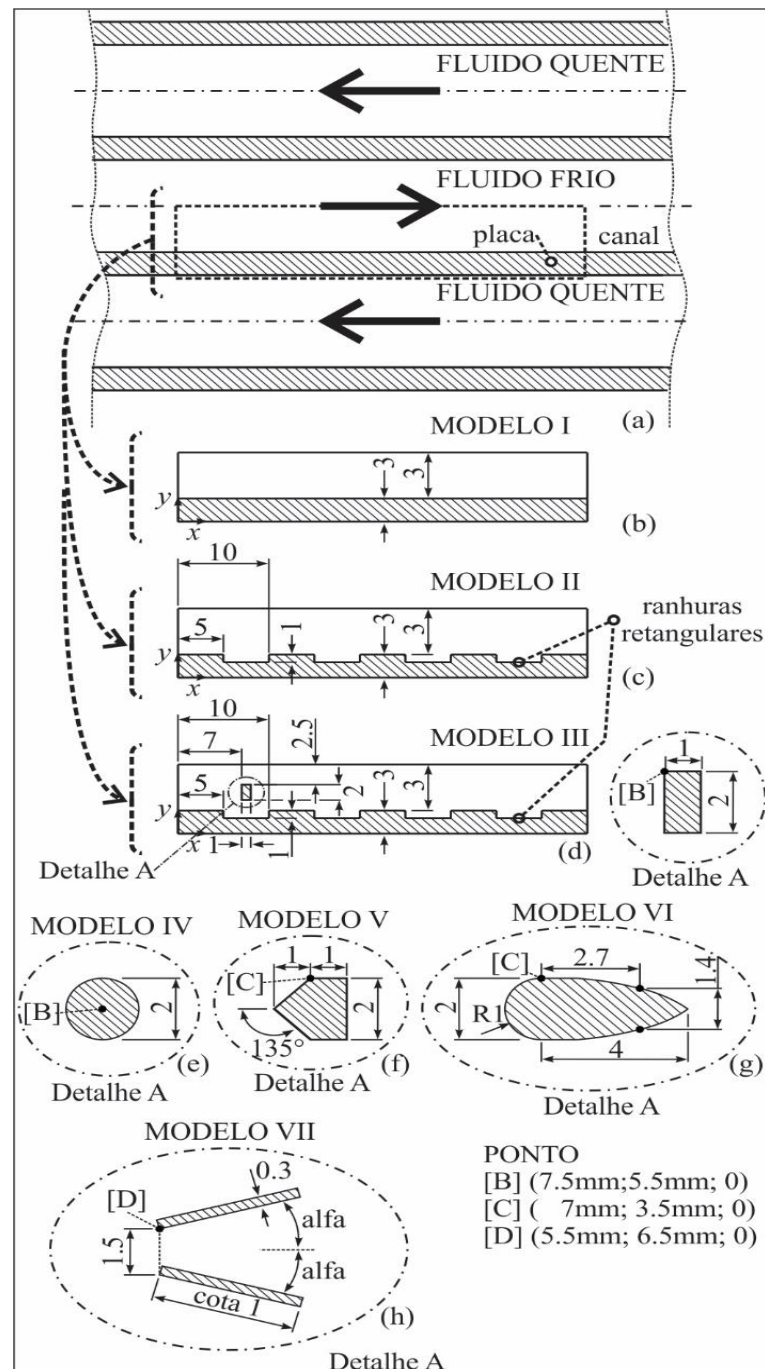
Os canais do trocador de calor de placas foram simplificados pois os mesmos possuem ranhuras, cuja função é, dentre outras, homogeneizar o escoamento, evitando regiões de recirculação no interior do trocador de calor.

3.1. Geometria

Os modelos I, II e III mostrados na figura 1 representam, respectivamente, o canal liso do trocador de calor, o canal com ranhuras retangulares e por último o canal com ranhuras retangulares e a adição de um elemento gerador de vórtice que pode ser do formato indicado

nos detalhes da figura 1. Nos modelos IV, V, VI e VII a geometria do gerador de vórtice foi alterada, contudo, as outras dimensões do canal, nestas simulações foram mantidas iguais às do modelo III. O modelo VII foi simulado alterando alguns parâmetros, como a cota I (indicada na figura 1h) com valores de 4 mm, 3 mm e 2 mm, e o ângulo alfa (indicado na figura 1h) com valores de 0, 7.5 e 15 graus. O modelo I serviu como base de comparação entre os canais para indicar os efeitos obtidos com as modificações implementadas no canal.

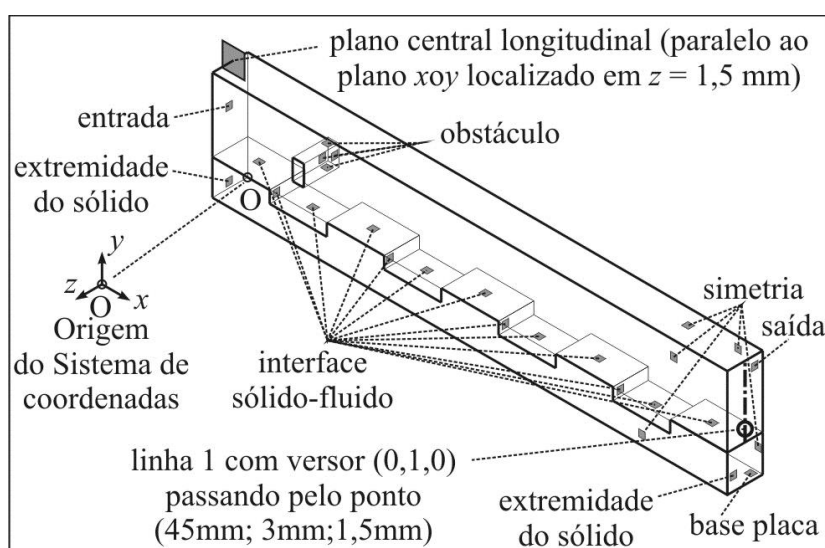
Figura 1. Canais e elementos modelados neste experimento.



3.2. Condições de Contorno e características do escoamento

O fluido em escoamento é a água com temperatura de 20 °C e velocidade uniforme igual à 1 m/s na entrada do domínio computacional. Na saída foi admitida pressão nula na escala efetiva. A superfície do obstáculo (gerador de vórtice) é lisa, ou seja, não tem rugosidade, é adiabática e foi imposta a condição de não escorregamento. Assim como no obstáculo, a interface sólido-fluido não possui rugosidade e também foi imposta a condição de não escorregamento, porém a interface não é adiabática, ou seja, ocorre a troca de calor entre o fluido e o sólido. A extremidade do sólido, representada na figura 2, não troca calor com o meio ambiente e na base do sólido foi fixada uma temperatura constante de 80 °C.

Figura 2. Indicação das superfícies que foram impostas as condições de contorno.



A malha utilizada é composta por hexaedros em todos os modelos. A densidade dos elementos é maior no domínio computacional fluido devido aos maiores gradientes nas grandezas de análise nesta região, enquanto no sólido a necessidade de discretização foi menor. A densidade das malhas utilizada foi obtida através de testes sucessivos de refinamento até a obtenção de uma condição de resultado independente da mesma.

4. RESULTADOS

As simulações dos escoamentos são indicadas nas figuras de 3 a 9, que indicam distribuição de temperatura no sólido e a velocidade do fluido no escoamento em um plano médio cuja posição é indicada na figura 2 (plano denominado plano central longitudinal).

Figura 3. Escoamento e distribuição de temperatura do modelo I.

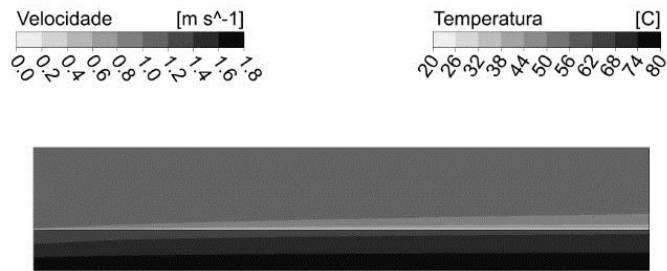


Figura 4. Escoamento e distribuição de temperatura do modelo II.

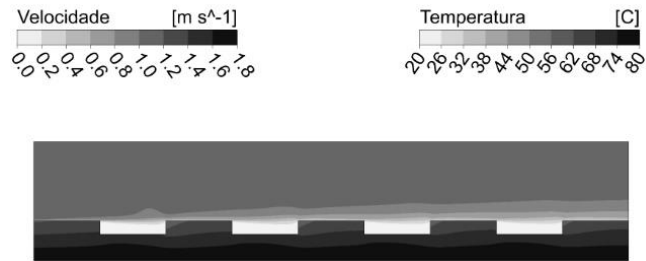


Figura 5. Escoamento e distribuição de temperatura do modelo III.

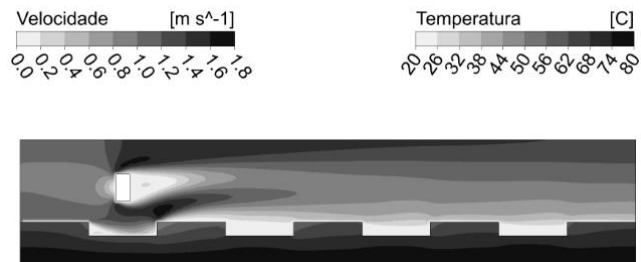


Figura 6. Escoamento e distribuição de temperatura do modelo IV.

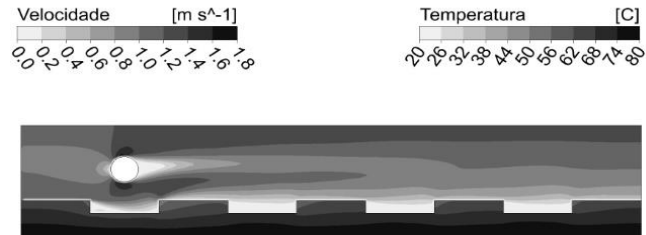


Figura 7. Escoamento e distribuição de temperatura do modelo V.

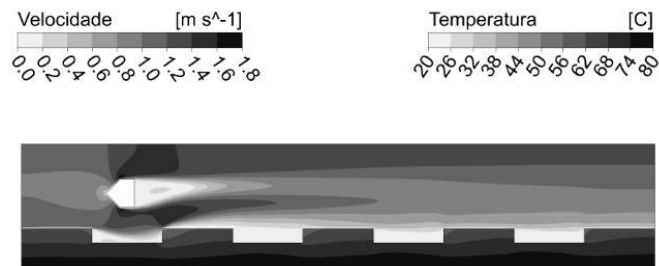
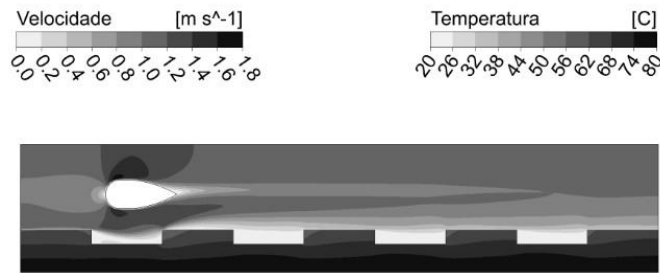
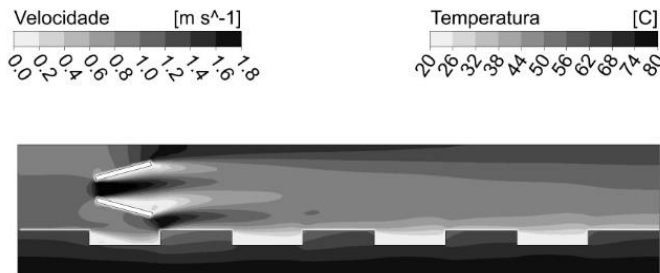


Figura 8. Escoamento e distribuição de temperatura do modelo VI.**Figura 9.** Escoamento e distribuição de temperatura do modelo VII.

A análise das figuras na região do escoamento indica a diferença de desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica nas geometrias estudadas. Isso ocorre graças à presença das ranhuras (na figura 4) e também aos diferentes geradores de vórtices. Também é possível observar que nos escoamentos em que há maior agitação no fluido se estabelece maior gradiente de temperatura no sólido, por causa do aumento da troca térmica entre o fluido e o sólido. Esta última observação está de acordo com o comportamento térmico esperado e previsto.

Dois gráficos (1 e 2) foram construídos para comparar quantitativamente as condições hidrodinâmicas do fluido na saída do domínio computacional.

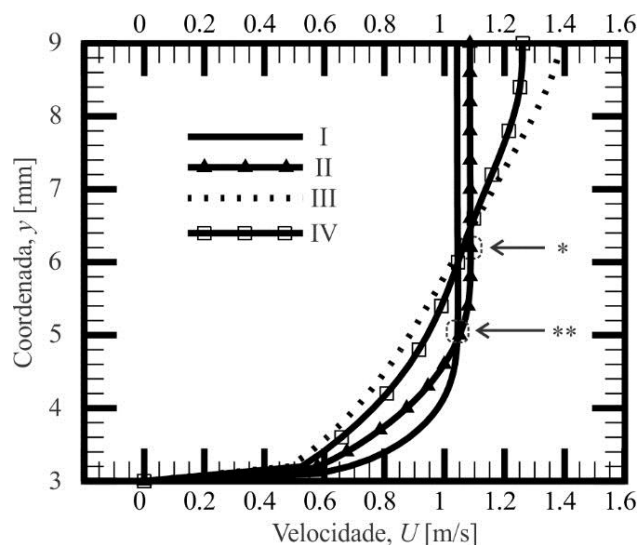
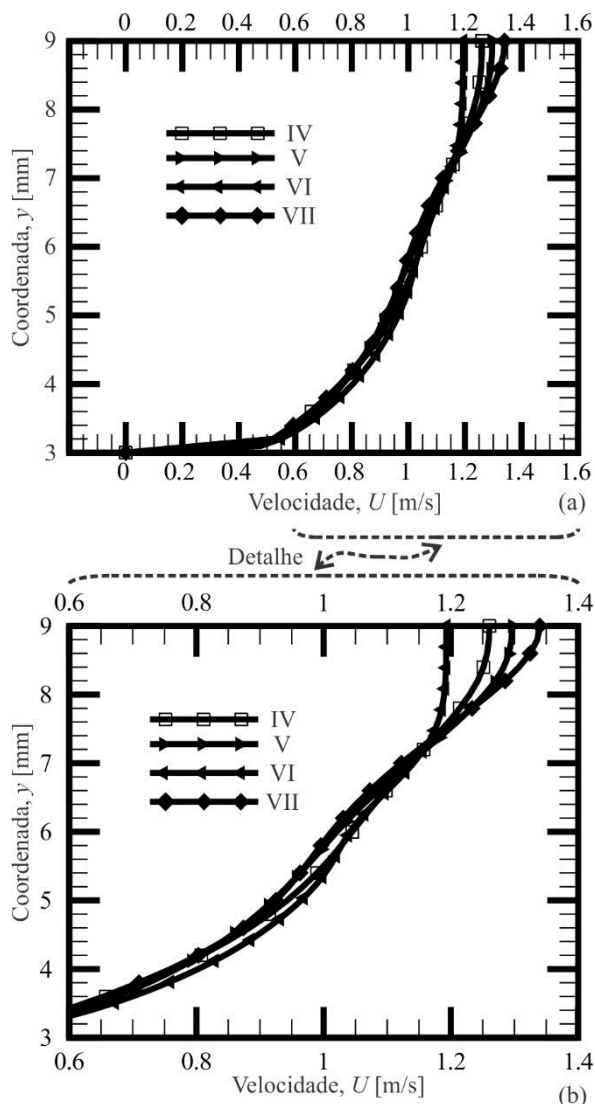
Gráfico 1. Distribuição de velocidade na saída em função da coordenada y das simulações I à IV.

Gráfico 2. Distribuição de velocidade na saída em função da coordenada y das simulações IV à VII, sendo o modelo VII representado com a cota l igual a 4 mm e ângulo α igual a 15° .



Os dados para a criação destes gráficos (1 e 2) foram retirados da posição que a linha 1 ocupa, demonstrada na figura 2 na saída do escoamento. No gráfico 1 é possível identificar que a espessura da camada limite hidrodinâmica do modelo II, representada pelo único asterisco, é maior do que a do modelo I, representada pelo duplo asterisco, enquanto no modelo III e IV a camada limite ocupa a totalidade da seção transversal do canal.

Observa-se no gráfico 2 que há uma certa semelhança nas distribuições de velocidades dos modelos a uma certa distância do gerador de vórtice, diferindo somente na parte superior do escoamento no canal.

A tabela 1 apresenta a taxa de transferência de calor entre o sólido (q) e o fluido e também a diferença de pressão entre a pressão média na entrada e na saída do trocador de calor (Δp_{es}) – as regiões designadas de entrada e saída do trocador de calor podem ser identificadas através da inspeção da figura 2.

Tabela 1. Resultado dos escoamentos dos modelos de I a VII (com cota l de 4 mm e ângulo α de 15°), comparando a troca de calor entre o fluido e o sólido e a diferença de pressão entre a pressão média na entrada e na saída do trocador de calor.

Mod.	q [W]	Δp_{es} [Pa]
I	39.5	47.3
II	42.4	92.5
III	48.6	591
IV	47.3	299
V	45.1	349
VI	44.4	223
VII	49.5	796

Analisando a tabela 1, pode-se comparar os três primeiros modelos e concluir que há, de fato, um aumento na troca térmica com a adição de ranhuras no modelo II, e com a adição de um gerador de vórtices com ranhuras no sólido no modelo III. Existe também um aumento relevante na perda de carga, que era esperado visto que a adição de obstáculos dificulta o escoamento. A presença do gerador de vórtice no meio do escoamento diminui a área da seção transversal, aumentando a velocidade do fluido e, consequentemente, gera uma perturbação no fluido no final da geometria.

Comparando as taxas de transferência de calor obtidas pelos modelos de IV a VII percebe-se que os mesmos possuem pouca diferença na quantidade de calor trocado e isso se dá, entre outros motivos, pelo tamanho reduzido do canal, que possui somente 45 mm de extensão, salientando que as velocidades durante todo o escoamento nestas geometrias também são relativamente próximas. Também se faz necessário fazer um paralelo entre o aumento da perda de carga e a troca de calor dos modelos representados na tabela, pois percebe-se que ambos valores possuem seu máximo no modelo VII.

Portanto, caso a necessidade do projeto seja o aumento da troca térmica independente do aumento de pressão e subsequente necessidade de melhora dos atributos de uma eventual bomba, dentre os elementos testados neste artigo, deverá ser escolhida a geometria do modelo VII, contudo, devido à dificuldade de manufatura do elemento VII, pode-se também considerar o elemento III, cujo qual possuiu um desempenho eficiente nas simulações e é consideravelmente mais fácil de se construir.

Visto que o elemento VII foi o que apresentou melhores resultados, foram alteradas algumas geometrias do mesmo (cota l e ângulo α) para identificar o peso dessas alterações nas grandezas de interesse, a saber, taxa de transferência de calor e diferença de pressão no escoamento. Os resultados são apresentados na tabela 2.

Tabela 2. Resultado das simulações do modelo VII para as diferentes configurações testadas.

alfa	cota l	q [W]	Δp_{es} [Pa]
15°	4	49.5	796
15°	3	49.2	489
15°	2	48.2	354
7.5°	4	47.8	365
7.5°	3	47.4	294
7.5°	2	47.0	256
0°	4	46.7	229
0°	3	46.6	221
0°	2	46.5	218

Pela análise dos resultados indicados na tabela 2 é notável que quanto menor o ângulo alfa e menor a cota l, menor a perda de carga e a troca térmica. É de suma importância notar que essa afirmação vale somente para as geometrias testadas neste artigo. Isso ocorre pois ambos os parâmetros geométricos influenciam no aumento da turbulência que impactam diretamente na troca de calor e na perda de carga. O aumento da perda de carga é mais sensível com o aumento do ângulo alfa do que com a cota l (o gráfico 3 apresenta uma representação em barras para indicação visual). Isso se dá, pois logo à jusante das placas inclinadas é possível observar uma região do escoamento em que a velocidade é relativamente baixa. A região de recirculação ou esteira é tão maior quanto maior for o ângulo alfa, causando assim aumento na perda de carga. Detalhe do escoamento a região à jusante das placas pode ser visto na figura 10.

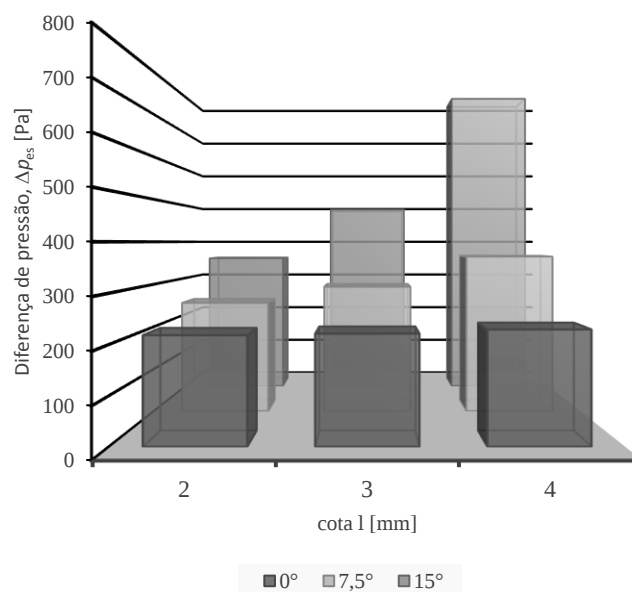
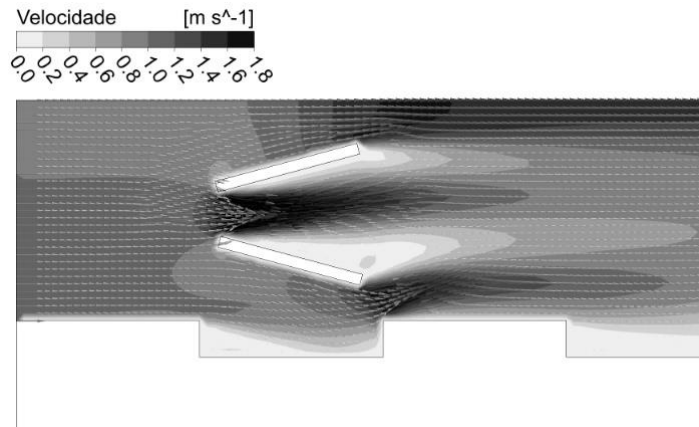
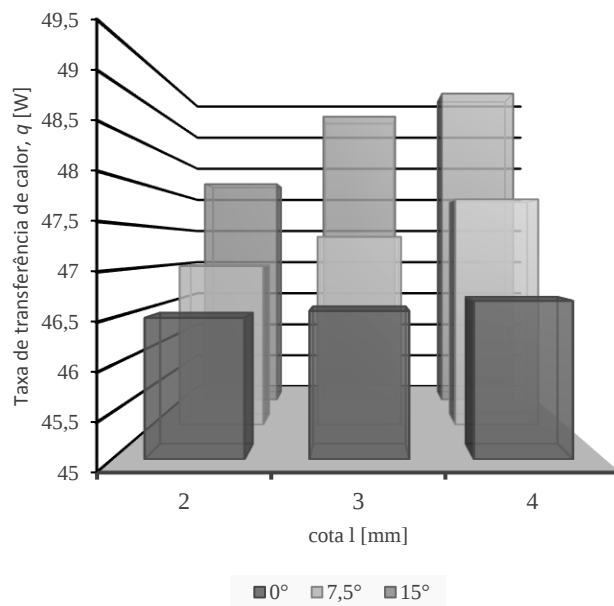
Gráfico 3. Gráfico de barras para a diferença de pressão entre a pressão média na entrada e na saída do trocador de calor em função da cota l e do ângulo alfa, respectivamente, referente ao modelo VII.

Figura 10. Detalhe da distribuição de velocidade no escoamento para o modelo VII (plano longitudinal central) com cota l de 4 mm e ângulo α de 15° .



Contudo, a taxa de transferência de calor, apesar de apresentar valores alterados com a modificação dos parâmetros (cota l e ângulo α), esta tem modificação discreta em seu valor, quando estes últimos parâmetros mudam (veja o gráfico 4).

Gráfico 4. Gráfico de barras para a taxa de transferência de calor para o fluido em função da cota l e do ângulo α , respectivamente, referente ao modelo VII.



A escolha das dimensões para a construção do canal depende do objetivo pretendido. Caso o objetivo seja a maximização da troca de calor, indica-se a escolha da geometria VII com cota l de 4 mm e ângulo α de 15 graus. Entretanto, esta geometria vem acompanhada de uma perda de carga significativa e, caso seja necessário mantê-la mais baixa, deve ser considerada a troca das geometrias para uma alternativa mais viável, como por exemplo a solução com cota 3 mm e ângulo α de 7.5 graus. Esta possui um resultado parecido em

relação à troca de calor, porém não vem acompanhado de uma perda de carga tão elevada em comparação à geometria do modelo I.

5. CONCLUSÃO

Neste artigo foi testada a inclusão de geometrias de diferentes formas num canal de seção transversal retangular, cujo qual representa uma pequena porção de um trocador de calor de placas paralelas, para observar a alteração na transferência de calor entre o fluido de trabalho. Utilizou-se de análise computacional com auxílio do software comercial CFD, o ANSYS CFX[®] para a obtenção dos resultados. O canal não foi alterado em suas dimensões básicas em todos os testes computacionais (exceto pela introdução de ranhuras e geometrias causadoras de turbulência) e os resultados foram comparados com um canal liso.

Primeiramente, a dinâmica de fluidos computacional é uma ferramenta útil e confiável no âmbito da engenharia, visto que a mesma foi capaz de calcular os efeitos da transferência de calor e da quantidade de movimento nos escoamentos testados. É necessário também ressaltar que a geometria do modelo II não foi tão eficiente no aumento da troca de calor em comparação com os canais com adição de geometrias geradoras de turbulência, pois as ranhuras sozinhas não proporcionaram um aumento significativo da camada limite hidrodinâmica e térmica. Também é possível inferir que o aumento da taxa de transferência de calor e consequente incremento da conversão de parcelas úteis de energia em parcelas não úteis se deve aos geradores de vórtices. Independentemente de qual gerador foi escolhido, o formato geral do perfil de velocidade na saída do canal ficou parecido, exceto pelo valor da velocidade no centro do canal que nas simulações equivale à cota de 9 mm.

Ainda é possível indicar que o modelo VII apresentou os melhores resultados para a troca de calor. Infelizmente, o modelo em questão também apresentou a maior perda de carga dentre todas as geometrias testadas. A perda de carga do modelo VII é mais sensível à mudança com a alteração do ângulo alfa do que a cota I e a transferência de calor se altera com a modificação de ambas as dimensões.

REFERÊNCIAS

- A. Malhotra A, S. Kang, "Turbulent Prandtl number in circular pipes", International journal of heat and mass transfer, Vol. 27, Issue 11, 1984, pp. 2158-2161.
- D. Wilcox, Turbulence modeling for CFD, La Canada, CA: DCW Industries, Inc, 1993.

E. Angelo, A. L. Nascimento, G. Angelo, "Simulação Numérica do Escoamento em Canal com Transferência de Calor", Memórias de la Décima Cuarta Conferencia Iberoamericana en Sistemas, Cibernética e Informática, 12-15 de jul, 2015, Orlando, p. 38-42, 2015.

F. Kreith, Princípios da transmissão de calor. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

F. P. Incropera, Fundamentos da transferência de calor e de massa. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

F. White, Viscous flow, New York McGraw-Hill, 1991.

H. Schlichting H., K. Gersten, Boundary-layer theory. Springer Verlag, 2000.

J. D. Anderson, Computational fluid dynamics: the basics with applications. New York: McGraw-Hill, 1995.

L. Davidson, An introduction to turbulence models. Sweden: Chalmers University of Technology, 2003.

M. C. Potter, D. C. Wiggert, M. Hondzo, Mecânica dos fluidos. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2009.

W. Braga Filho, W. Transferência de calor, São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.

CONTATO: rodolfoarb@gmail.com e eangelo@mackenzie.br