



VII SEMINÁRIO E WORKSHOP EM ENGENHARIA OCEÂNICA

Rio Grande, de 23 à 25 de Novembro de 2016

OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE ESCOAMENTOS COM CONVECÇÃO FORÇADA SOBRE UM ARRANJO DE QUATRO CILINDROS

Martim dos Santos Pereira¹, Bruno Costa Feijó¹, Filipe Branco Teixeira¹, Luiz Alberto Oliveira Rocha², Jhon Nero Vaz Goulart³, Liércio André Isoldi¹, Elizaldo Domingues dos Santos¹

¹ Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica, Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande, Av. Itália, km 8, Carreiros, 96203-900 – Rio Grande, RS, Brasil.

e-mail: martimpereyra@gmail.com

e-mail: bruno.feijo1989@gmail.com

e-mail: fbrancoteixeira@gmail.com

e-mail: liercioisoldi@furg.br

e-mail: elizaldosantos@furg.br

² Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rua Sarmento Leite, 425, 90050-170 - Porto Alegre, RS, Brasil.

e-mail: luizrocha@mecanica.ufrgs.br

³ Grupo de Mecânica Experimental e Computacional, Universidade de Brasília, Gama, DF, 72.405-610, PO box 8114, Brasil.

e-mail: jvaz@unb.br

RESUMO

O presente estudo consiste na avaliação numérica de um arranjo formado por quatro cilindros submetidos a um escoamento transiente, bidimensional, incompressível, laminar e com convecção forçada. A avaliação geométrica é realizada através do método Design Construtal. O problema possui uma restrição dada pela soma da área dos cilindros e três graus de liberdade: S_{T1}/D (razão entre o passo transversal dos cilindros frontais e o diâmetro dos cilindros), S_{T2}/D (razão entre o passo transversal dos cilindros posteriores e o diâmetro dos cilindros) e S_L/D (razão entre o passo longitudinal dos cilindros frontais e posteriores e o diâmetro dos cilindros). Para todas as simulações é considerado o número de Reynolds constante, $Re_D = 100$ e dois diferentes números de Prandtl de $Pr = 0.71$ e 5.83 , o que simula respectivamente a utilização de ar e água como fluido. As equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia são resolvidas através do Método dos Volumes Finitos (FVM). O principal objetivo é avaliar o efeito dos graus de liberdade sobre o coeficiente de arrasto (C_D) e o número de Nusselt (Nu_D) entre os cilindros e o escoamento circundante, assim como, os valores ótimos de S_{T2}/D para três razões de $S_{T1}/D = 1.5, 3.0$ e 4.0 , sendo estes resultados obtidos para a razão $S_L/D = 1.5$ e 4.0 . Os resultados mostraram que a alteração da razão S_{T1}/D e S_{T2}/D possui grande influência sobre os coeficientes de arrasto e número de Nusselt do arranjo formado pelos quatro cilindros, bem como, sobre as geometrias que conduzem aos melhores desempenhos fluidodinâmico e térmico.

Palavras-chave: Escoamentos Externos, Convecção Forçada, Arranjo com Quatro Cilindros, Design Construtal, Avaliação Geométrica.

1. INTRODUÇÃO

O escoamento externo sobre arranjos tubulares compreende um tema muito investigado na área da engenharia devido a alta complexidade e grande número de fenômenos que ocorrem simultaneamente influenciando diretamente o escoamento. Outra grande importância se deve a grande possibilidade de aplicação desse tipo de arranjo, uma vez que a investigação sobre as geometrias que gerem um aumento no desempenho, tanto térmico quanto fluidodinâmico, podem melhorar o funcionamento de uma grande gama de equipamentos

industriais tais como trocadores de calor, caldeiras, como também no aumento de eficiência de conversores de energia eólica, edifícios, pontes e torres.

A complexidade fenomenológica intrínseca ao escoamento externo sobre cilindros gerou diversos estudos numéricos e experimentais envolvendo um cilindro (Catalano et al., 2003) tanto em regime laminar quanto turbulento (Rajani et al., 2009) como também em regiões próximas às paredes (Sarkar e Sarkar, 2010). Estes trabalhos proporcionaram um melhor entendimento desses fenômenos assim como a determinação de parâmetros extremamente úteis para o dimensionamento de equipamentos utilizados para troca térmica em geral.

O Design Construtal é um método de avaliação geométrica baseado no princípio de restrições e objetivos e em um princípio físico de maximização do acesso ao fluxo. Esse princípio é denominado de Lei Construtal definida por Adrian Bejan: “Para um sistema de tamanho finito persistir no tempo (sobreviver), o mesmo precisa evoluir sua forma e estrutura para providenciar um melhor acesso às correntes que fluem através dele” (Bejan, 2000; Bejan e Lorente, 2008; Bejan e Zane, 2012).

No presente trabalho é avaliada numericamente a influência da geometria de um arranjo de quatro cilindros sobre o coeficiente de arrasto e o número de Nusselt entre o escoamento e as superfícies dos cilindros, utilizando o método Design Construtal. O diâmetro dos cilindros é mantido constante para todas as simulações, e são feitas diversas variações com três graus de liberdade: S_{T1}/D (razão do passo transversal dos cilindros frontais), S_{T2}/D (razão do passo transversal dos cilindros posteriores e o diâmetro) e S_L/D (razão do passo longitudinal entre os cilindros, frontal e posteriores, e o diâmetro). O arranjo está submetido a um escoamento laminar, permanente e com convecção forçada. O principal objetivo é determinar o arranjo ótimo que maximiza a transferência de calor entre o escoamento que está a uma temperatura inferior à temperatura da superfície do canal, como também diminuir o coeficiente de arrasto. Para isso são feitas diversas simulações, sendo utilizado o número de Reynolds $Re_D = 100$ e dois diferentes números de Prandtl, $Pr = 0,71$ e $5,83$. As equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia são resolvidas com o Método de Volumes Finitos (MVF) (Versteeg e Malalasekera, 2007; Patankar, 1980), mais precisamente empregando o código de dinâmica dos fluidos computacional FLUENT® (FLUENT, 2006).

2. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O problema analisado consiste de um escoamento laminar, no regime permanente, com transferência de calor por convecção forçada sobre um arranjo formado por quatro cilindros, conforme ilustrado na Fig. 1. O escoamento é causado pela imposição de um perfil de velocidades ($V_\infty = 50$ m/s) constante na entrada do canal. Este escoamento possui uma temperatura prescrita ($T_\infty = 300$ K) inferior a temperatura dos cilindros ($T_s = 320$ K), e assim, a transferência de calor por convecção forçada ocorre devido à diferença de temperatura acima citada. Com relação às demais condições de contorno, as superfícies do domínio possuem condição de não-deslizamento e impermeabilidade ($V_1 = V_2 = 0$ m/s). Na saída do domínio, é imposta uma condição de fluxo de calor nulo e pressão atmosférica ($p = 101,325 \times 10^3$ Pa). Ainda pode ser visto na “Fig. 1” as dimensões do domínio, onde os parâmetros S_{T1}/D , S_{T2}/D e S_L/D referem-se respectivamente à razão do passo transversal dos cilindros frontais e o diâmetro, razão do passo transversal dos cilindros posteriores e o diâmetro, e razão do passo longitudinal entre os cilindros, frontal e posteriores, e o diâmetro.

Para a avaliação geométrica do problema é empregado o método Design Construtal (Bejan, 2000; Bejan e Lorente, 2008). Este método é baseado no princípio de objetivos e restrições (locais e globais) sendo o método usado para aplicação da Lei Construtal. Para o problema analisado, foram definidas como restrições geométricas do problema:

- 1) A área de ocupação é restrita às dimensões de ocupação ($A_0 = H_0 \times L_0$).
- 2) A área ocupada pelos quatro cilindros é a mesma em todos os casos e também são considerados cilindros com diâmetros iguais ($A_t = A_{c1} + A_{c2} + A_{c3} + A_{c4}$).
- 3) Restrição física do tamanho do domínio, todas simulações tem o mesmo valor fixado em $H = 10D$ e $L = 50D$.
- 4) Os valores do espaçamento transversal entre os cilindros não pode exceder a altura do domínio computacional utilizado ($S_{T1} + D < H_0$ e $S_{T2} + D < H_0$).
- 5) Os valores do espaçamento longitudinal entre os cilindros deve ser maior do que um diâmetro, e menor que a largura do domínio computacional utilizado ($S_L > D$ e $S_L + D < L_0$).

$$\frac{\partial v_j}{\partial x_j} = 0 \quad (j = 1 \text{ e } 2) \text{ em } t \times \Omega \quad (1)$$

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (v_i v_j) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_j} \delta_{ij} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \right\} = 0 \quad (j = 1 \text{ e } 2) \text{ em } t \times \Omega \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (v_j T) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \alpha \frac{\partial T}{\partial x_j} \right\} - q''' = 0 \quad (j = 1 \text{ e } 2) \text{ em } t \times \Omega \quad (3)$$

onde ρ é a massa específica do fluido (kg/m^3); ν é a viscosidade cinemática do fluido (m^2/s); α é a difusividade térmica (m^2/s); v_i é a velocidade do fluido na direção i , $i = 1 \text{ e } 2$ (m/s); x_i corresponde a coordenada espacial na direção i , $i = 1 \text{ e } 2$ (m); P é a pressão (N/m^2); T é a temperatura (K); δ_{ij} é o operador delta de Kronecker; Ω é o domínio espacial (m); t representa o domínio de tempo (s) e q''' é o termo fonte de energia, que para os casos simulados no presente trabalho é nulo (W/m^3).

As Eqs. (1) – (3) são resolvidas através de um software comercial de dinâmica dos fluidos computacional (CFD – do inglês: *Computational Fluid Dynamics*) que é baseado no método de volumes finitos (MVF) (Versteeg e Malalasekera, 2007; Patankar, 1980). O solver é baseado na pressão, o acoplamento pressão-velocidade é realizado com o uso do algoritmo SIMPLE e para o tratamento dos termos advectivos emprega-se o esquema de interpolação *Upwind* de segunda ordem para as equações de conservação de quantidade de movimento e energia. Além disso, os cálculos foram considerados convergidos quando os resíduos para as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia entre duas iterações consecutivas foram menores do que 10^{-6} , 10^{-6} e 10^{-8} , respectivamente. A solução do problema foi realizada até que o escoamento atinja o regime permanente. Para isso foi simulado um tempo final de $t_f = 1,0 \text{ s}$ com um passo de tempo de $\Delta t = 0,01 \text{ s}$. Maiores detalhes relacionados com o MVF podem ser encontrados em (Versteeg e Malalasekera, 2007; Patankar, 1980).

As simulações numéricas foram realizadas usando um computador com um processador quad-core Intel com 3,6 GHz e 8GB de memória RAM. O tempo de processamento para cada simulação foi de aproximadamente $5,4 \times 10^3 \text{ s}$.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Tendo em vista que o coeficiente de arrasto do arranjo (C_D) não depende do número de Prandtl (Pr), os valores de C_D nas diferentes geometrias não serão influenciados pela alteração do Pr. Dessa forma, as análises fluidodinâmicas para ambos os fluidos serão representadas nos mesmos gráficos. Com relação a parte térmica (Nu_D) será demonstrada com um gráfico para cada Pr, colocados lado a lado a fim de analisar a influência da geometria no número de Nusselt.

A Figura 3 mostra o efeito da razão de S_{T2}/D no coeficiente de arrasto do arranjo (C_D) para $S_{T1}/D = 1,5$ e $S_L/D = 1,5$ e 4,0. Em geral, observa-se que o coeficiente de arrasto cresce à medida que o passo transversal dos cilindros posteriores aumenta, principalmente para valores acima de $S_{T2}/D = 2,5$. Porém os menores valores de C_D não foram obtidos quando os cilindros estavam alinhados em relação ao passo transversal, $S_{T1}/D = S_{T2}/D = 1,5$, mas quando $(S_{T2}/D)_0 = 2,0$. Dessa forma, para estes casos há uma geometria ótima intermediária para a minimização do C_D .

Com o intuito de investigar a queda no coeficiente de arrasto entre $S_{T2}/D = 1,5$ para $(S_{T2}/D)_0 = 2,0$ deve-se observar os campos de pressão para o escoamento no regime permanente. O fenômeno causador dessa diferença no coeficiente de arrasto entre essas duas configurações é a diminuição da pressão na região interna do arranjo causada pelo pequeno afastamento dos cilindros, o que ocasiona uma diminuição na resistência ao escoamento devido à suavização no campo de pressão na área frontal dos cilindros posteriores. Esse comportamento é bastante evidente na comparação das Figs. 4(a) e 4(b) que mostram respectivamente as razões $S_{T2}/D = 1,5$ e 2,0, principalmente para o campo de pressões na região frontal aos cilindros posteriores. Observa-se que quando o campo de pressões é suavizado melhora-se o desempenho fluidodinâmico do escoamento.

Pode-se perceber que os valores máximos ocorreram quando os cilindros posteriores encontravam-se desencontrados com os cilindros frontais ($S_{T2}/D = 4,0$), sendo que nessa configuração a pequena diferença de valores em relação ao passo transversal deve-se que ao menor valor deste ($S_L/D = 1,5$) os cilindros posteriores receberem uma maior parte do escoamento sem interferência das esteiras dos cilindros frontais.

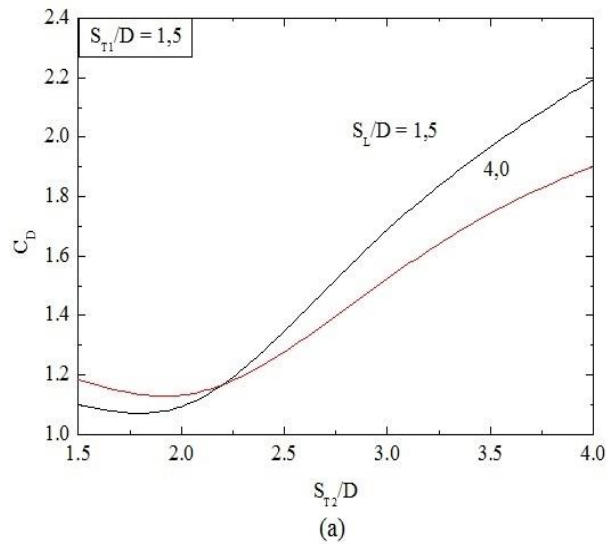


Figura 3. Efeito do parâmetro S_{T2}/D sobre C_D (a) para $S_{T1}/D = 1,5$ e $S_L/D = 1,5$ e 4,0.

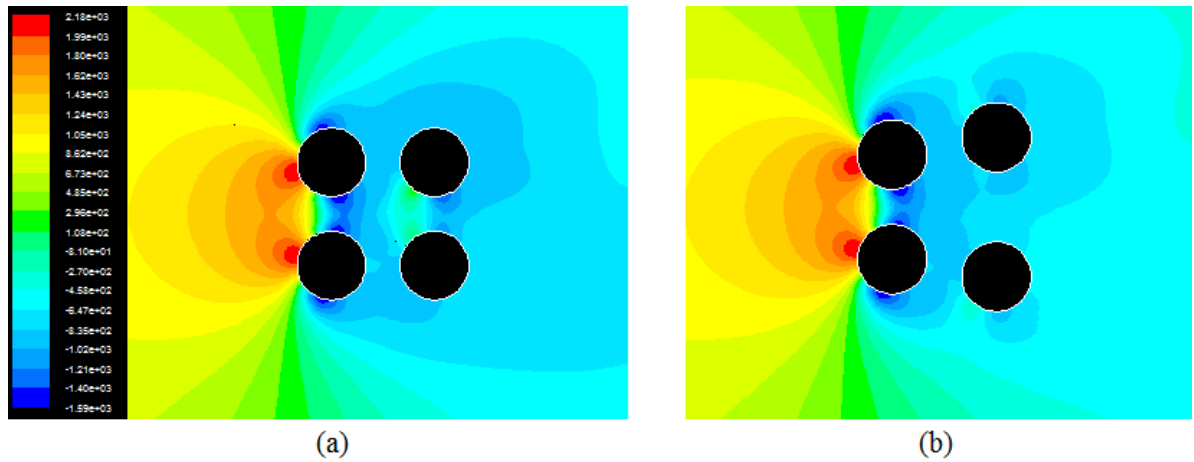


Figura 4 – Campos de pressão (Range: $-1,59 \times 10^3$ Pa a $2,18 \times 10^3$ Pa) para a geometria $S_{T1}/D = 1,5$, $S_L/D = 1,5$ e (a) $S_{T2}/D = 1,5$ e (b) $S_{T2}/D = 2,0$.

Para o campo térmico, a Fig. 5 mostra de uma forma geral que as maiores razões de S_{T2}/D conduziram as maiores magnitudes para o número de Nusselt. Para as duas diferentes razões de S_L/D avaliadas, foi possível observar que quando os cilindros a jusante estão mais próximos aos cilindros a montante tem-se uma maior magnitude do número de Nu_D para $S_{T2}/D > 2,0$. Com relação a simulação dos dois diferentes números de Prandtl foi possível observar apenas uma intensificação das diferenças de magnitude do Nu_D na região $1,5 \leq S_{T2}/D \leq 2,5$. Além disso, o aumento do número de Prandtl conduziu a maiores magnitudes do Nu_D , o que era intuitivamente esperado.

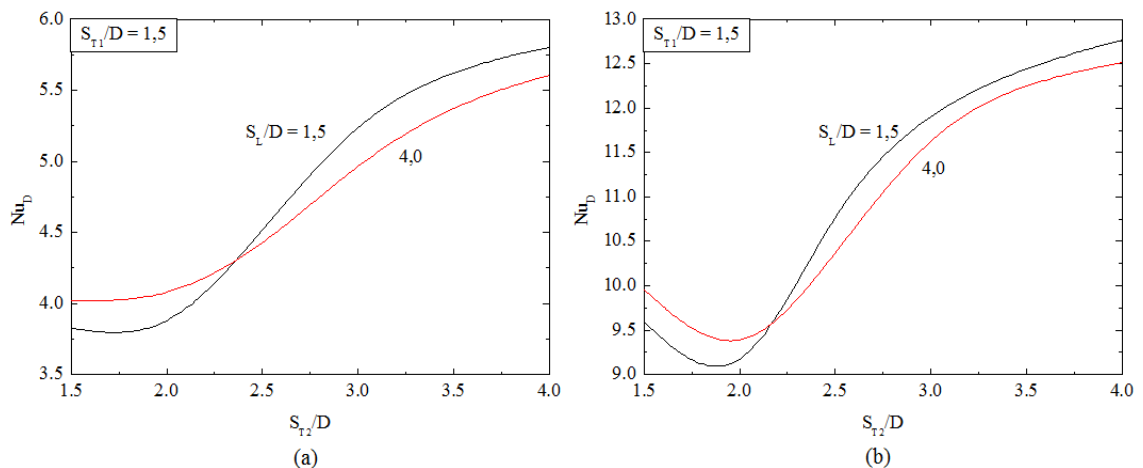


Figura 5. Efeito do parâmetro S_{T2}/D sobre Nu_D para $S_{T1}/D = 1,5$ e $S_L/D = 1,5$ e 4,0 sendo (a) $Pr = 0,71$ e (b) $Pr = 5,83$.

A Figura 6 mostra o efeito da razão de S_{T2}/D no coeficiente de arrasto do arranjo (C_D) para $S_{T1}/D = 3,0$ e $S_L/D = 1,5$ e $4,0$. Tendo em vista que o espaçamento transversal dos cilindros frontais encontra-se a três diâmetros de distância ($3D$) o valor de C_D máximo ocorreu em $S_{T2}/D = 1,5$, como esperado, com valor decrescente até o ponto de mínimo quando o arranjo ficar alinhado $S_{T2}/D = S_{T1}/D = 3,0$. Após esse ponto o coeficiente de arrasto volta a ter um aumento de magnitude.

Para todas as variações investigadas até o momento com o parâmetro $S_{T1}/D = 3,0$, o valor mínimo do coeficiente de arrasto foi encontrado quando o parâmetro $S_L/D = 1,5$ entre o intervalo de $3,0 \leq S_{T2}/D \leq 3,5$, porém fora desse intervalo os menores valores de C_D foram obtidos quando $S_L/D = 3,0$.

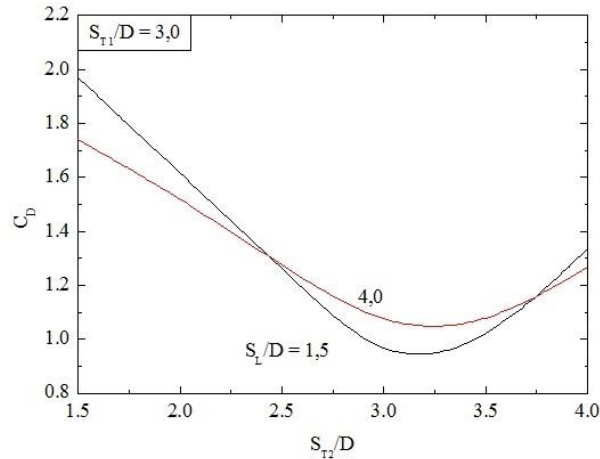


Figura 6. Efeito do parâmetro S_{T2}/D no C_D para $S_{T1}/D = 3,0$ e $S_L/D = 1,5$ e $4,0$.

A análise do número de Nusselt do arranjo de quatro cilindros acompanhou a tendência do coeficiente de arrasto, apresentando os valores maximizados quando $S_{T1}/D = 3,0$, conforme pode ser visto nas Figs. 7(a) e 7(b) para $Pr = 0,71$ e $5,83$, respectivamente. O efeito na alteração no Pr gerou uma diferença de 57,84% no número de Nusselt no ponto de máximo em comparação com o pior caso. Em comparação com o caso com $S_{T1}/D = 1,5$ (Fig. 5) há uma inversão do caso ótimo para S_{T2}/D , onde para os casos da Fig. 7 essa geometria passa a ser a de maior magnitude de S_{T2}/D .

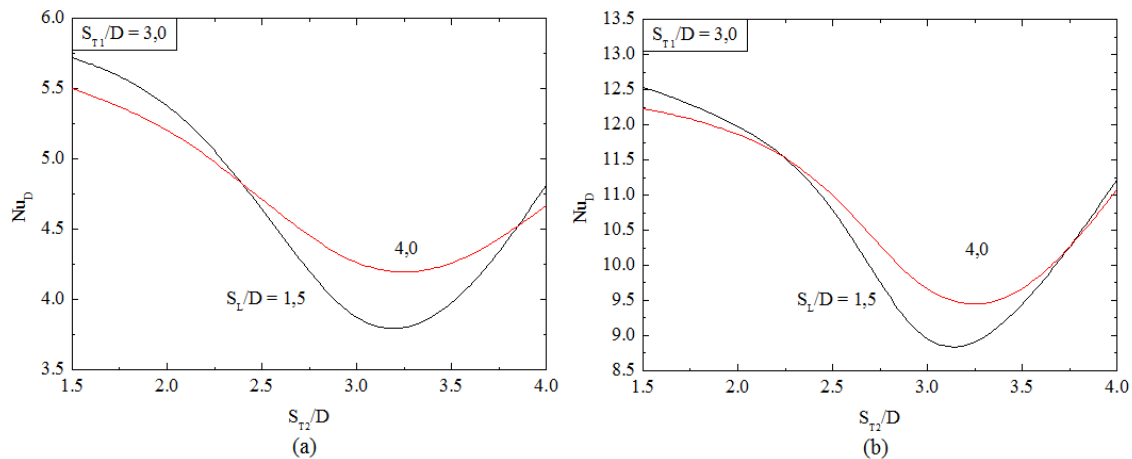


Figura 7. Efeito do parâmetro S_{T2}/D sobre Nu_D para $S_{T1}/D = 3,0$ e $S_L/D = 1,5$ e $4,0$ sendo (a) $Pr = 0,71$ e (b) $Pr = 5,83$.

A Figura 8 mostra o efeito da razão de S_{T2}/D no coeficiente de arrasto do arranjo (C_D) para $S_{T1}/D = 4,0$ e $S_L/D = 1,5$ e $4,0$. Para os casos estudados, o coeficiente decresceu em todos os casos com o crescimento do passo longitudinal dos cilindros posteriores. Os resultados permitiram verificar que a distância S_{T1}/D possui grande influência sobre o efeito da razão S_{T2}/D sobre o coeficiente de arrasto (C_D).

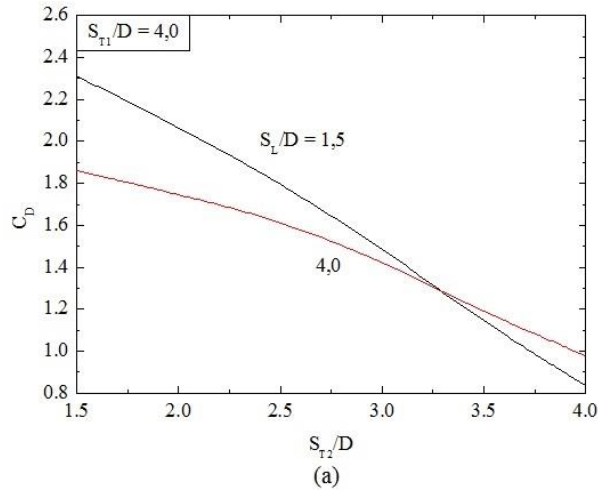


Figura 8. Efeito do parâmetro S_{T2}/D sobre C_D para $S_{T1}/D = 4,0$ e $S_L/D = 1,5$ e $4,0$.

A tendência dos valores ocorreu conforme esperado, o que faz com que a menor resistência ao escoamento ocorra quando os cilindros estiverem alinhados uma vez que o passo longitudinal entre os cilindros frontais está em seu valor mínimo.

Referente ao campo térmico, em geral, as Figs. 9(a) e 9(b) mostram que o número de Nusselt segue a mesma tendência dos resultados de C_D , decrescendo à medida que o passo transversal dos cilindros posteriores aumenta, principalmente para valores acima de $S_{T2}/D = 2,5$. A influência do Pr sobre o Nu encontrado foi de 54,41% no ponto de máximo. Com relação ao efeito de S_{T2}/D sobre Nu_D , nota-se que não há grande influência do número de Prandtl sobre o efeito geométrico.

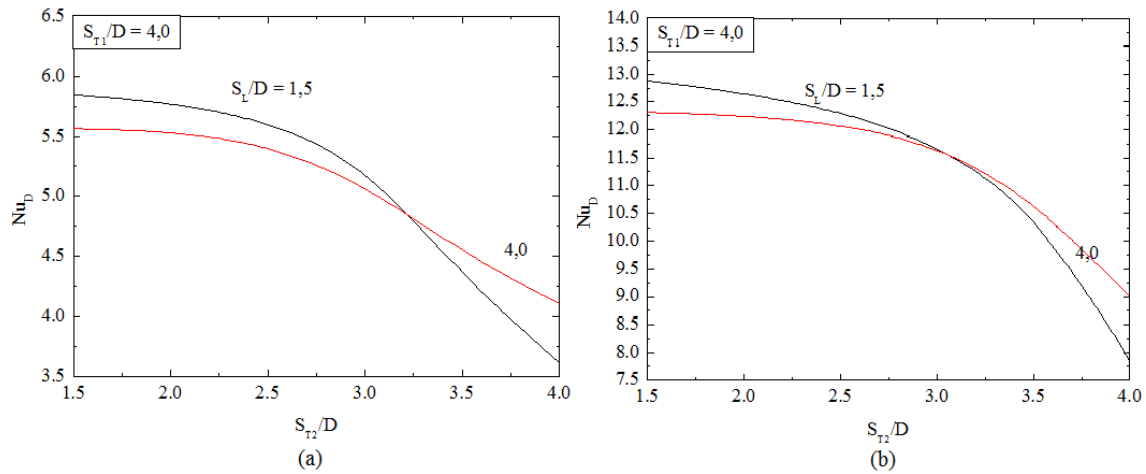


Figura 9. Efeito do parâmetro S_{T2}/D sobre Nu_D para $S_{T1}/D = 4,0$ e $S_L/D = 1,5$ e $4,0$ sendo (a) $Pr = 0,71$ e (b) $Pr = 5,83$.

As Figuras 10, 11(a) e 11(b) mostram o efeito da razão S_{T1}/D sobre os valores de C_D uma vez minimizado (C_{Dm}) e Nu_D uma vez maximizado (Nu_{Dm}) para as duas diferentes razões de passo longitudinal estudadas ($S_L/D = 1,5$ e $4,0$). As Figuras 11(a) e 11(b) mostram, respectivamente, o $Nu_{D,m}$ com $Pr = 0,71$ e $Pr = 5,83$.

Nos casos analisados o C_D sofre um decréscimo com o aumento da razão S_{T1}/D , obtendo-se o C_{Dm} para a maior razão de S_{T1}/D , ou seja, quando os cilindros a montante possuem maior afastamento. Também nota-se que a taxa de decréscimo de C_{Dm} com S_{T1}/D é maior para $S_L/D = 1,5$ do que para $4,0$, devido a maior interação das camadas limite fluidodinâmicas. Com relação ao campo térmico, os maiores Nu_{Dm} foram obtidos para as maiores razões de S_{T1}/D para ambos casos de S_L/D . Por fim, observou-se também que há um ponto de ótimo local para as menores razões de S_{T1}/D e os piores desempenhos foram obtidos para razões intermediárias de S_{T1}/D .

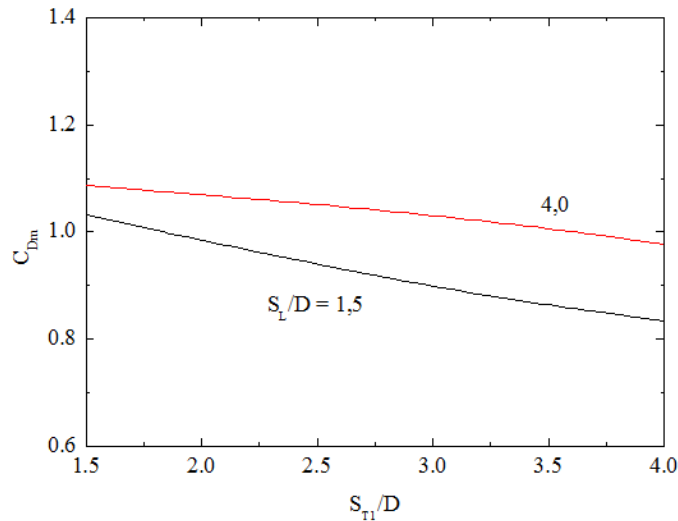


Figura 10. Valores de C_D uma vez minimizado para cada passo transversal dos cilindros frontais S_{T1}/D em função do passo longitudinal S_L/D .

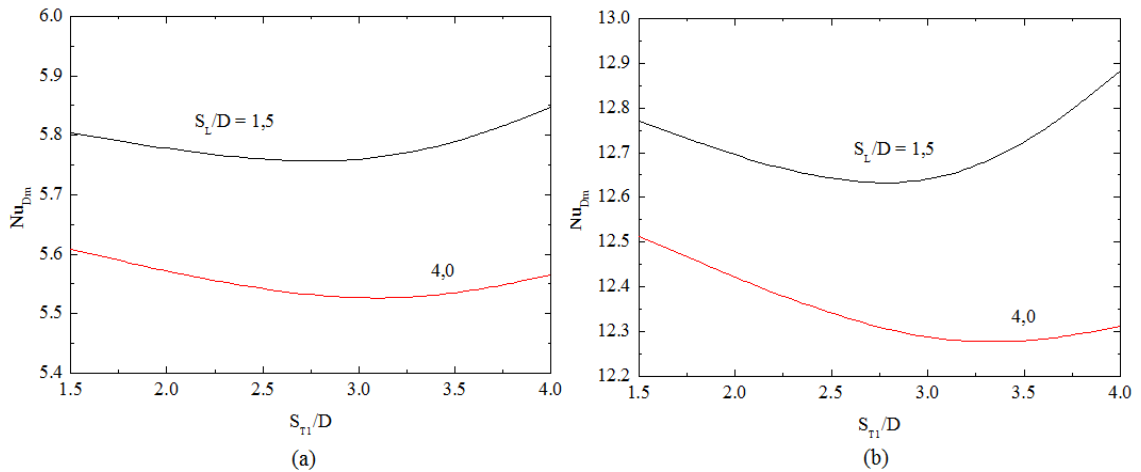


Figura 11 – Valores de Nu_D uma vez maximizado para cada passo transversal dos cilindros frontais S_{T1}/D em função do passo longitudinal S_L/D sendo em (a) $Pr = 0,71$ e (b) $Pr = 5,83$.

As Figuras 12(a) e 12(b) apresentam o efeito da razão S_{T1}/D sobre o $(S_{T2}/D)_o$ respectivamente para o C_D e Nu_D . Para os casos estudados a razão S_L/D não mostrou sensibilidade no efeito de S_{T1}/D sobre $(S_{T2}/D)_o$, independente da função objetivo estudada. Com relação ao efeito de S_{T1}/D sobre $(S_{T2}/D)_o$ observou-se que o aumento do S_{T1}/D conduz a um aumento de $(S_{T2}/D)_o$ para o caso onde o coeficiente de arrasto é uma vez minimizado (C_{Dm}). Dessa forma observa-se que a geometria recomendada para o C_{Dm} tende a ser obtida para arranjos alinhados, com exceção das menores razões de S_{T1}/D , onde o escoamento entre os cilindros passa a ter grande importância. Para o caso térmico é observado justamente o efeito contrário, no qual os valores de $(S_{T2}/D)_o$ decrescem com o aumento da razão S_{T1}/D . Cabe ressaltar que foi observado que a mudança no Pr não alterou o efeito da razão S_{T1}/D sobre o $(S_{T2}/D)_o$ o que faz com que a Fig. 12 (a) e 12(b) representem os dois valores de Pr estudados.

A fim de possibilitar uma melhor análise do efeito da geometria nos campos fluidodinâmico e térmico, a Fig.13 apresenta os campos de velocidade e temperatura, com $Re_D = 100$ e $Pr = 0,71$, para o melhor e pior desempenho, sendo em (a) o pior desempenho fluidodinâmico em $S_{T1}/D = 4,0$, $S_L/D = 1,5$, $S_{T2}/D = 1,5$, (b) o melhor desempenho fluidodinâmico em $S_{T1}/D = 4,0$, $S_L/D = 1,5$, $S_{T2}/D = 4,0$, (c) o melhor desempenho térmico em $S_{T1}/D = 4,0$, $S_L/D = 1,5$, $S_{T2}/D = 1,5$, e (d) o melhor desempenho térmico em $S_{T1}/D = 4,0$, $S_L/D = 1,5$, $S_{T2}/D = 1,5$. Tendo em vista que os gradientes variaram entre 0 m/s e 94,7 m/s para os campos fluidodinâmicos, e entre 300K e 320K para os campos térmicos, a diferença percentual do desempenho fluidodinâmico entre melhor e pior caso foi de 2,7 vezes, já para o campo térmico essa diferença foi de 1,6 vezes.

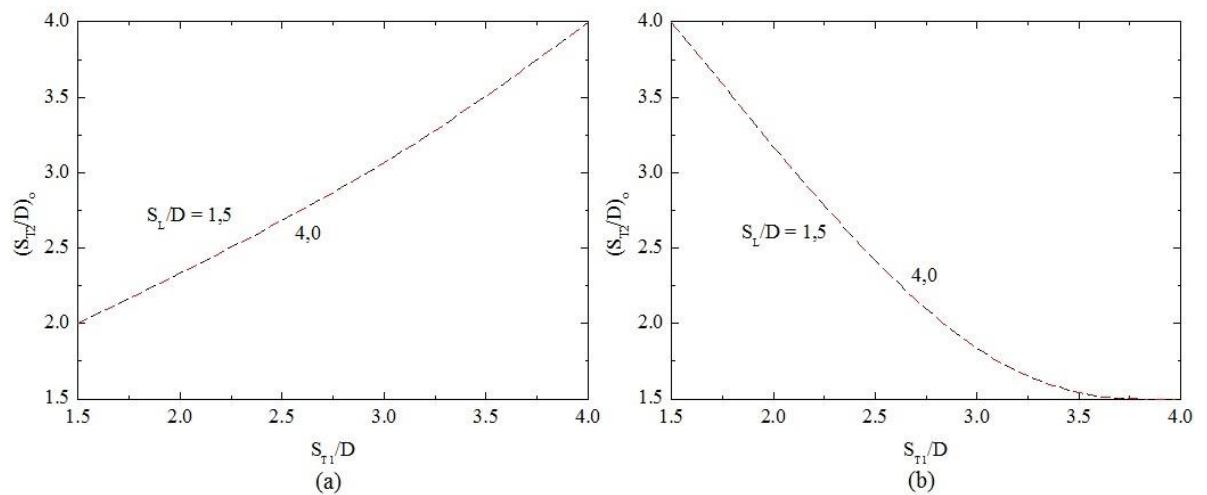


Figura 12. Efeito da razão S_{T1}/D sobre a razão S_{T2}/D uma vez otimizada $(S_{T2}/D)_o$ com as funções objetivos: (a) C_{Dm} , (b) Nu_{Dm} .

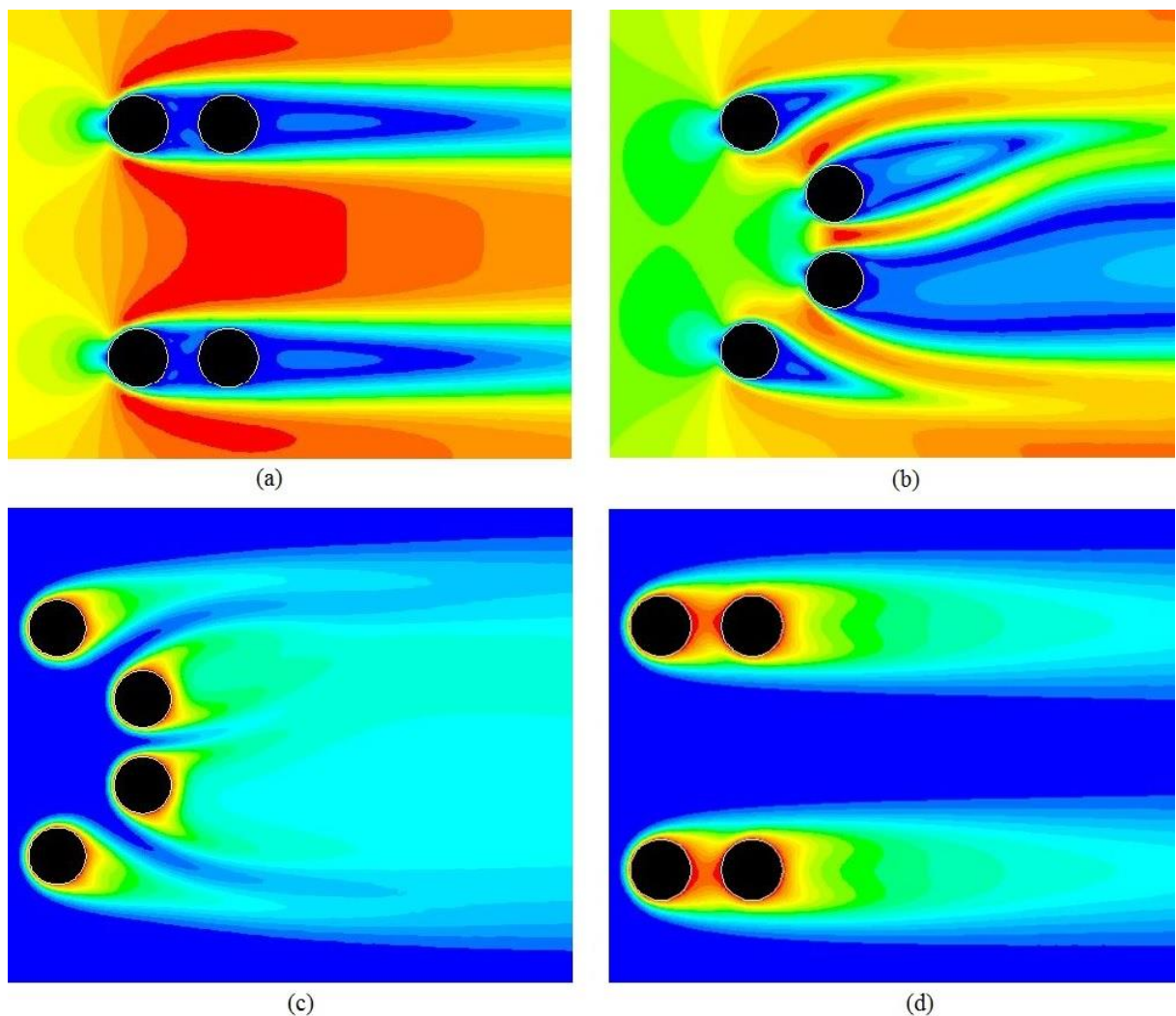


Figura 13. Campos de velocidade (m/s) e temperatura (K) para a melhor e pior geometria, sendo (a) campo de velocidade para a melhor geometria (b) campo de velocidade para a pior geometria, (c) campo de temperatura para a melhor geometria e (d) campo de temperatura para a pior geometria.

5. CONCLUSÕES

Um estudo numérico foi conduzido para avaliar o efeito da mudança de geometria do arranjo formado por quatro cilindros em um escoamento laminar com convecção forçada empregando Design Construtal. As simulações foram realizadas para números de Reynolds e Prandtl de $Re_D = 100$ e $Pr = 0,71$ e $5,83$, respectivamente, avaliando o efeito de três graus de liberdade, S_{T1}/D (razão entre o passo transversal entre os

cilindros frontais e o diâmetro), S_L/D (razão do passo longitudinal, entre os cilindros frontais e posteriores, e o diâmetro) e S_{T2}/D (razão entre o passo longitudinal entre os cilindros posteriores e o diâmetro).

O principal objetivo foi avaliar a influência da geometria do arranjo no coeficiente de arrasto (C_D) e no número de Nusselt (Nu_D) entre os cilindros e o escoamento circundante. Para essa análise preliminar foram utilizados os valores de $S_{T1}/D = 1,5; 3,0$ e $4,0$, $S_L/D = 1,5$ e $4,0$ e $S_{T2}/D = 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5$ e $4,0$.

Os resultados mostraram que em $S_{T1}/D = 1,5$ o arranjo alinhado não conduziu ao menor valor de C_D , o que se deve a grande proximidade dos cilindros causar uma região de maior pressão ocasionando em uma maior resistência à passagem do escoamento. Vale destacar que esse não era o comportamento intuitivamente esperado, justificando um estudo de avaliação geométrica nesse tipo de problema. Neste caso o menor C_D ocorreu no primeiro afastamento dos cilindros posteriores, em $S_{T2}/D = 2,0$. Para os casos em que $S_{T1}/D = 3,0$ e $4,0$, as geometrias que levaram a um menor C_D foram as do arranjo alinhado, $S_{T2}/D = 3,0$ e $4,0$ respectivamente, ambas com o menor passo longitudinal admitido, $S_L/D = 1,5$.

O efeito da razão S_{T2}/D sobre o C_D e sobre o Nu_D é fortemente dependente da razão S_{T1}/D . Dessa forma, os resultados indicam que não há um comportamento universal para a influência de uma razão geométrica sobre o desempenho fluidodinâmico ou térmico. Para o campo térmico, também foi observado que o emprego de diferentes números de Prandtl não causou influência significativa sobre o efeito das razões geométricas sobre o desempenho térmico para os casos estudados.

Futuros trabalhos devem ser realizados para outras razões de S_L/D e S_{T1}/D para melhorar o entendimento da influência geométrica sobre o comportamento do escoamento sobre o arranjo com quatro cilindros.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores M. dos S. Pereira E B. C. Feijó agradecem a CAPES pela bolsa de estudos. Os autores L. A. O. Rocha, L. A. Isoldi e E. D. dos Santos agradecem ao CNPq pela bolsa de produtividade em pesquisa e suporte financeiro.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bejan, A., 2000. Shape and Structure, from Engineering to Nature. Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- Bejan, A., "Convection Heat Transfer", John Wiley, Durham, USA; 2004.
- Bejan, A., Lorente, S., 2008, Design with Constructal Theory, Wiley, Hoboken.
- Bejan, A., Lorente S, Lee J. 2008. "Unifying Constructal theory of tree roots, canopies and forests". Journal of Theoretical Biology; vol 254: pp.529–40.
- Bejan, A., Zane, J. P., 2012, Design in Nature. New York, Doubleday.
- Catalano, P., Wang, M., Iaccarino, G. and Moin, P., 2003. "Numerical Simulation of the Flow around a Circular Cylinder at High Reynolds Numbers". International Journal of Heat and Fluid Flow, 24, pp.:463-469.
- FLUENT 6.3.26. "User's Guide". Fluent Inc, 2006.
- Patankar, S.V. 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, New York, USA.
- Rajani, B. N., Kandasamy, A. and Majumdar, S., 2009. "Numerical Simulation of Laminar Flow Past a Circular Cylinder". Applied Mathematical Modeling, 33, pp.: 1228-47.
- Sarkar, S; Sarkar, S. 2010. "Vortex dynamics of a cylinder wake in a proximity to a wall", Journal of Fluids and Structures, Vol. 26, n°. 1, p 19- 40.
- Versteeg, H. K., Malalasekera, W., 2007; An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method, 1st Ed, Longman, England.

8. AVISO DE RESPONSABILIDADE

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