Universidade Federal do Rio Grande
Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica

ESTUDO NUMÉRICO E INVESTIGAÇÃO GEOMÉTRICA DE FEIXES DE TUBOS SUJEITOS A ESCOAMENTOS TURBULENTOS COM CONVECÇÃO FORÇADA

Dissertação de:
Gabriel de Ávila Barreto

Orientador:
Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos

Coorientador:
Dr. Filipe Branco Teixeira

Novembro de 2025

Dissertação - PPGEO – FURG

Gabriel de Avila Barreto
Mestre em Engenharia Oceânica

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica (PPGEO) da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande (FURG), como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

gov.br Documento assinado digitalmente
ELIZALDO DOMINGUES DOS SANTOS
Data: 03/11/2025 08:33:21-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Elizaldo Domingues dos Santos
Coordenador do PPGEO

Banca examinadora:

gov.br Documento assinado digitalmente
ELIZALDO DOMINGUES DOS SANTOS
Data: 03/11/2025 08:34:30-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Orientador — FURG/PPGEO

gov.br Documento assinado digitalmente
FILIPE BRANCO TEIXEIRA
Data: 04/11/2025 17:40:50-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Filipe Branco Teixeira
Coorientador — EQA/FURG

gov.br Documento assinado digitalmente
JEFERSON AVILA SOUZA
Data: 07/11/2025 18:21:15-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
Membro Interno — FURG/PPGEO

gov.br Documento assinado digitalmente
CRISTIANA BRASIL MAIA
Data: 09/11/2025 08:35:51-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Profa. Dra. Cristiana Brasil Maia
Membro Externo — PPGEM/PUC MINAS

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Membro Interno — FURG/PPGEO

Rio Grande, 30 de outubro de 2025

B273e Barreto, Gabriel de Ávila
Estudo numérico e investigação geométrica de feixes de tubos sujeitos a escoamentos turbulentos com convecção forçada / Gabriel de Ávila Barreto. - 2025.
88 f.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica, 2025.

Orientador: Dr. Elizaldo Domingues dos Santos.
Coorientador: Dr. Filipe Branco Teixeira.

1. Engenharia Oceânica. 2. Escoamento turbulento. 3. Feixe de tubos. 4. Design Construtal. 5. Convecção forçada. I. Santos, Elizaldo Domingues dos. II. Teixeira, Filipe Branco.

CDU 62(26)

Catalogação na fonte: Bibliotecária Brenda Sequeira CRB10/1979

Universidade Federal do Rio Grande (FURG)
Escola de Engenharia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica
Caixa Postal 474, 96201-900 Rio Grande, RS, Brasil
e-mail: secretariaposee@furg.br
http://ppgeo.furg.br

ATA DE DEFESA Nº 03/2025

Aos 30 dias do mês de outubro de dois mil e vinte e cinco, via videoconferência, com início às 14:00h, reuniu-se a Banca Examinadora composta por: Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos (Orientador – FURG/PPGEO), Prof. Dr. Filipe Branco Teixeira (Coorientador – FURG/EQA), Prof. Dr. Jeferson Avila Souza (Docente – FURG/PPGEO), Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha (Docente – FURG/PPGEO) e Profa. Dra. Cristiana Brasil Maia (Membro Externo – PPGEM/PUC MINAS), para avaliar a dissertação de mestrado de Gabriel de Avila Barreto intitulada "**Estudo Numérico e Investigação Geométrica de Feixes de Tubos Sujeitos a Escoamentos Turbulentos com Convecção Forçada**". Dando início à defesa pública, o Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos fez a apresentação do candidato e dos integrantes da Banca Examinadora, esclarecendo o procedimento de avaliação: o candidato teria cinquenta minutos para a apresentação e, em seguida, cada examinador teria trinta minutos para os questionamentos pertinentes. Após a apresentação da dissertação, os examinadores fizeram questionamentos e observações e, posteriormente, reuniram-se em reservado para concluir a avaliação. Como resultado, os membros da Banca Examinadora solicitaram algumas alterações, estabelecidas conforme parecer, que foram aceitas pelo orientador e pelo candidato, para incorporação na versão final que deverá ser encaminhada à Coordenação de Curso no prazo de trinta dias após a defesa, sem as quais o candidato não receberá o diploma de Mestre em Engenharia Oceânica. O candidato foi assim considerado APROVADO. O presidente da Banca Examinadora agradeceu a presença de todos, dando por encerrada a reunião. Nada mais havendo a tratar, lavrou-se a presente ata que, após lida e aprovada, recebeu as assinaturas do mestrando, dos membros da Banca Examinadora e do Coordenador do PPGEO.

gov.br Documento assinado digitalmente
ELIZALDO DOMINGUES DOS SANTOS
Data: 03/11/2025 08:31:30-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Orientador – FURG/ PPGEO

gov.br Documento assinado digitalmente
FILIPE BRANCO TEIXEIRA
Data: 04/11/2025 17:40:49-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Filipe Branco Teixeira
Coorientador – FURG/EQA

gov.br Documento assinado digitalmente
JEFERSON AVILA SOUZA
Data: 06/11/2025 22:35:14-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
Membro Interno - FURG/ PPGEO

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Membro Interno - FURG/ PPGEO

gov.br Documento assinado digitalmente
GABRIEL DE AVILA BARRETO
Data: 09/11/2025 23:44:29-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Gabriel de Avila Barreto
Mestrando

gov.br Documento assinado digitalmente
CRISTIANA BRASIL MAIA
Data: 09/11/2025 08:35:51-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Profa. Dra. Cristiana Brasil Maia
Membro Externo – PPGEM/PUC MINAS

Parecer da banca examinadora: Realizar as alterações recomendadas pela banca examinadora.

gov.br Documento assinado digitalmente
ELIZALDO DOMINGUES DOS SANTOS
Data: 03/11/2025 08:29:49-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Coordenador do PPGEO/FURG

Não terei medo. O medo mata a mente. O medo é a pequena morte que leva à aniquilação total. Enfrentarei meu medo. Permitirei que passe por cima e através de mim. E, quando tiver passado, voltarei o olho interior para ver seu rasto. Onde o medo não estiver mais, nada haverá. Somente eu restarei.

FRANK HERBERT - DUNA

Agradecimentos

Primeiramente, gostaria de agradecer meus pais, Jorge e Gladis, pelo apoio, incentivo, carinho e apoio, na busca de todos meus sonhos. Sem eles, nada do que eu construí seria possível.

Agradeço aos meus irmãos, Marcelo e Julia, por todos os momentos de descontração e pelo companheirismo que sempre tivemos.

Grande agradecimento ao meu orientador, Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos, por nunca desistir de mim e por todos os conselhos e ensinamentos, que vem desde a graduação.

Agradeço também ao meu coorientador Dr. Filipe Branco Teixeira, por todos os ensinamentos e aprendizagem, e por estar sempre disponível, mesmo quando parece que não tem tempo disponível.

Agradeço à Universidade Federal do Rio Grande (FURG) por fornecer um ensino gratuito e de qualidade. O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

Um agradecimento especial ao Prof. Dr. Jeferson Ávila Souza, por todos os ensinamentos e "puxões de orelha" durante a pós-graduação.

Resumo

Gabriel de Avila Barreto

ESTUDO NUMÉRICO E INVESTIGAÇÃO GEOMÉTRICA DE FEIXES DE TUBOS SUJEITOS A ESCOAMENTOS TURBULENTOS COM CONVECÇÃO FORÇADA

O presente trabalho consiste na avaliação numérica de escoamentos turbulentos, incompressíveis, transientes, em domínio bidimensional com convecção forçada incidindo sobre um feixe de tubos com arranjo escalonado. A geometria do domínio é avaliada através do método Design Construtal e possui como restrição a área de ocupação do feixe de tubos e a área total dos tubos, além de possuir três graus de liberdade: S_{L1}/D (razão do passo longitudinal entre a primeira fileira e a segunda fileira de cilindros e o diâmetro do mesmo), S_{L2}/D (razão do passo longitudinal entre a segunda fileira e a terceira fileira de cilindros e o diâmetro do mesmo) e S_{L3}/D (razão do passo longitudinal entre a terceira fileira e a quarta fileira de cilindros e o diâmetro do mesmo). Em todas as simulações serão considerados números de Reynolds e Prandtl iguais à $Re_D = 5500$ e $Pr = 0{,}71$, respectivamente. As equações temporais médias de conservação da massa, quantidade de movimento e energia são solucionadas através do Método dos Volumes Finitos, pelo *software* de CFD (*Computacional Fluid Dynamics*) Ansys Fluent e a turbulência é resolvida através da modelagem clássica da turbulência (RANS – *Reynolds Averaged Navier-Stokes*) com fechamento através do modelo *transition* SST (*Shear Stress Transport*). O objetivo do estudo é alterar a geometria do arranjo a fim de obter os melhores desempenhos térmico e fluidodinâmico, através da avaliação do número de Nusselt e do coeficiente de arrasto, e verificar a influência dos graus de liberdade nos mesmos. Os resultados apontaram para um melhor desempenho térmico quando as fileiras de cilindros estão mais próximas umas das outras, enquanto o pior desempenho térmico ocorre quando o arranjo está distribuído de maneira mais homogênea, tendo uma diferença de 7,18% entre o pior e o melhor arranjo. Já na análise fluidodinâmica, o melhor desempenho fluidodinâmico ocorreu com arranjo distribuído de maneira mais homogênea, com pior caso sendo quando os cilindros estão mais próximos entre si, acarretando uma diferença de 23,12% entre o pior e o melhor caso.

Palavras-chave: Escoamento turbulento, Feixe de tubos, Design Construtal, Convecção Forçada, CFD.

Abstract

Gabriel de Avila Barreto

NUMERICAL STUDY AND GEOMETRICAL INVESTIGATION OF BUNDLE OF TUBES SUBJECTED TO TURBULENT FLOWS WITH FORCED CONVECTION

The present work consists of a numerical evaluation of turbulent, incompressible, and transient flows in a two-dimensional domain with forced convection over a staggered tube bundle. The domain geometry is evaluated using the Constructal Design method and is constrained by the bundle's occupied area and the total tube area. Additionally, it has three degrees of freedom: S_{L1}/D (the ratio of the longitudinal pitch between the first and second rows of cylinders to their diameter), S_{L2}/D (the ratio between the second and third rows), S_{L3}/D (the ratio between the third and fourth rows. All simulations consider Reynolds and Prandtl numbers equal to Re_D = 5500 and Pr = 0.71, respectively. The time-averaged conservation equations for mass, momentum, and energy are solved using the Finite Volume Method via the CFD (Computacional Fluids Dynamics) software Ansys Fluent. Turbulence is modeled using the classical RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) approach with closure provided by the transition SST (Shear Stress Transport) model. The objective of this study is to modify the geometry of the arrangement in order to achieve the best thermal and fluid-dynamic performance, by evaluating the Nusselt number and the drag coefficient, and to assess the influence of the degrees of freedom on these parameters. The results showed better thermal performance when the rows of cylinders are positioned closer together, whereas the worst thermal performance occurs when the array is more evenly distributed — with a difference of 7.18% between the best and worst configurations. On the other hand, the best fluid dynamic performance was observed in the more uniformly distributed arrangement, while the worst occurred when the cylinders were closer together, resulting in a 23.12% difference between the best and worst cases.

Palavras-chave: Turbulent Flow, Bundle of Tubes, Constructal Design, Forced Convection, CFD.

Sumário

Página

Lista de Figuras **X**

Lista de Tabelas **XIV**

Lista de Símbolos **XV**

Lista de Siglas **XVII**

1| Introdução **1**
1.1 Estado da arte 3
1.2 Objetivos 15
1.2.1 Objetivo geral 15
1.2.2 Objetivos específicos 15
1.3 Delineamento do texto 16

2| Fundamentação Teórica **18**
2.1 Transferência de calor por convecção 18
2.2 Camada limite fluidodinâmica 19
2.3 Camada limite térmica 20
2.4 Análise fluidodinâmica 20
2.5 Abordagem da turbulência 22
2.5.1 Modelo DNS (*Direct Numerical Simulation*) 22
2.5.2 Modelo LES (*Large Eddy Simulation*) 23
2.5.3 Modelo RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) 23
2.6 Método dos Volumes Finitos 23
2.6.1 Tratamento dos termos advectivos 24
2.6.2 Acoplamento pressão-velocidade: Método SIMPLE (*Simple-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) 25
2.7 Método Design Construtal 27

3| Modelagem Matemática **29**
3.1 Descrição do problema 29
3.2 Metodologia 30
3.3 Equações governantes da convecção forçada 31
3.4 Equações de fechamento da turbulência 32

4| Modelagem Numérica **35**
4.1 Verificação do escoamento sobre 1 cilindro 36

4.2 Verificação do escoamento sobre o feixe de tubos 39

5| Resultados 41
5.1 Análise do problema térmico 41
5.2 Análise do problema fluidodinâmico 53

6| Conclusões 66

Referências 68

Lista de Figuras

Página

Figura 1.1. Trocadores de calor com feixe de tubos. 3

Figura 1.2. Linhas de corrente para um escoamento passando por um: (a) Tubo circular, (b) Tubo circular com uma aleta na parte traseira. (Fonte: Tiwari *et al.*, 2005). 5

Figura 1.3. Visualização do escoamento no plano médio (z=0) e: (a) na região próxima a esteira e Ri=0, (b) na região distante da esteira e Ri= 2,77 (Fonte: Boirlaud *et al.*, 2012). 6

Figura 1.4: Tubos em arranjos escalonados: (a) Domínio computacional, (b) Três tipos de malhas geradas com y^+ de 0,1, 1,0 e 10 (Fonte: Adaptado de Mangrulkar *et al.*, 2019). 7

Figura 1.5. Domínio computacional de um arranjo quadrado de cilindros (Fonte: Adaptado de Ram *et al.*, 2020). 8

Figura 1.6. Domínio esquemático para equações de conservação: (a) Configuração de aletas elípticas verticais; (b) Configuração de aletas elípticas horizontais; (c) Vista lateral (Fonte: Adaptado de Nemati *et al.*, 2020). 9

Figura 1.7. Domínio computacional de um feixe de tubos sem e com aletas estudado na literatura (Fonte: Adaptado de Mangrulkar *et al.*, 2017). 10

Figura 1.8. Domínio computacional e condições de contorno de arranjo construído na literatura com o método construtal (Fonte: Pedroti *et al.*, 2020). 11

Figura 1.9. Geometria de um arranjo de tubos em formato de gota d'água com suas condições de contorno (Fonte: Adaptado de Deeb, 2022). 12

Figura 1.10. Temperatura interna do encapsulamento de baterias estudado na literatura (Saw *et al.*, 2016). 14

Figura 1.11. Domínio computacional para um arranjo de quatro cilindros alternados (Fonte: Adaptados de Aghnese *et al.*, 2024). 15

Figura 2.1. Desenvolvimento da camada limite fluidodinâmica sobre uma placa plana (Incropera *et al*., 2008). 20

Figura 2.2. Desenvolvimento da camada limite térmica sobre uma placa plana. (Incropera *et al.*, 2008) 20

Figura 2.3. Escoamento sobre um cilindro: (a) $Re < 1$; (b) $5 < Re < 40$; (c) $100 < Re < 200$; (d) $Re \sim 10^4$; (e) $Re \sim 10^6$. (Davidson, 2004) 21

Figura 2.4. Balanço de massa no volume finito. (Maliska, 2004) 24

Figura 2.5. Discretização unidimensional. (Maliska, 2004) 24

Figura 3.1. Domínio computacional utilizado nas simulações do presente trabalho. 29

Figura 3.2. Diagrama ilustrando o processo de avaliação da geometria do arranjo. _ 31

Figura 4.1. Malha e detalhe do refinamento local utilizado em torno de um cilindro. _____ 35

Figura 4.2. Dominio Computacional utilizado no teste de independência de malhas do escoamento incidindo sobre um cilindro. _____ 38

Figura 4.3. Nu_D médio ao longo da superfície do cilindro, para Re = 7190. _____ 39

Figura 4.4. Discretização da malha utilizada no estudo. _____ 40

Figura 5.1. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,125. _____ 41

Figura 5.2. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,25. _____ 42

Figura 5.3. Campos de temperaturas para S_{L3}/D = 1,125, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0. _____ 43

Figura 5.4. Campos de temperaturas para S_{L3}/D = 1,25, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0. _____ 43

Figura 5.5. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,5. _____ 44

Figura 5.6. Campos de pressão para S_{L3}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0. _____ 45

Figura 5.7. Campos de velocidade para S_{L3}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0. _____ 45

Figura 5.8. Campos de temperatura para S_{L3}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0. _____ 46

Figura 5.9. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 2,0. _____ 47

Figura 5.10. Campos de temperatura para S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0. _____ 47

Figura 5.11. Campos de pressão para S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0. _____ 48

Figura 5.12. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 3,0. _____ 48

Figura 5.13. Campos de temperatura para S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5. _____ 49

Figura 5.14. Campos de pressão para S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5. _____ 49

Figura 5.15. (a) Nu_D uma vez maximizado ($Nu_{D,m}$) em função de S_{L2}/D para diferentes razões de S_{L3}/D e (b) a razão S_{L1}/D ótima $(S_{L1}/D)_o$ correspondente. 50

Figura 5.16. Nu_D duas vezes maximizado ($Nu_{D,2m}$), S_{L2}/D uma vez otimizado $(S_{L2}/D)_o$ e S_{L1}/D duas vezes otimizado $(S_{L1}/D)_{2o}$ em função de S_{L3}/D. 51

Figura 5.17. Campos de temperatura dos 3 melhores casos térmicos: (a) $S_{L1}/D = S_{L2}/D = S_{L3}/D$ =1,125; (b) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 3,0 e S_{L3}/D = 1,125; (c) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 1,125 e S_{L3}/D = 1,25. 52

Figura 5.18. Campos de pressão dos 3 melhores casos térmicos: (a) $S_{L1}/D = S_{L2}/D = S_{L3}/D$ =1,125; (b) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 3,0 e S_{L3}/D = 1,125; (c) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 1,125 e S_{L3}/D = 1,25. 52

Figura 5.19. Campos de temperatura e pressão para o caso com pior troca térmica simulado, com $S_{L1} = S_{L4}/D$ = 1,5 e $S_{L2}/D = S_{L3}/D$ = 2,0. 53

Figura 5.20. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o C_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,125. 54

Figura 5.21. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o C_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,25. 54

Figura 5.22. Campos de velocidade para S_{L3}/D = 1,125, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0. 55

Figura 5.23. Campos de velocidade para S_{L3}/D = 1,25, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0. 55

Figura 5.24. Campos de pressão para S_{L3}/D = 1,125, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0. 56

Figura 5.25. Campos de pressão para S_{L3}/D = 1,25, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0. 56

Figura 5.26. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o C_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,5. 57

Figura 5.27. Campos de velocidade para S_{L3}/D = 1,5, S_{L2}/D = 2,0, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0. 58

Figura 5.28. Campos de pressão para S_{L3}/D = 1,5, S_{L2}/D = 2,0, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0. 58

Figura 5.29. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o C_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 2,0. 59

Figura 5.30. Campos de velocidade para S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 2,0, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0. 60

Figura 5.31. Campos de pessão para S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 2,0, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0. 60

Figura 5.32. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o C_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 3,0. 61

Figura 5.33. Campos de velocidade para S_{L3}/D = 3,0, S_{L2}/D = 1,5, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5. 62

Figura 5.34. (a) C_D uma vez minimizado ($C_{D,m}$) em função de S_{L2}/D para diferentes razões de S_{L3}/D e (b) a razão S_{L1}/D ótima $(S_{L1}/D)_o$ correspondente. 63

Figura 5.35. C_D duas vezes minimizado ($C_{D,2m}$), S_{L2}/D uma vez otimizado $(S_{L2}/D)_o$ e S_{L1}/D duas vezes otimizado $(S_{L1}/D)_{2o}$ em função de S_{L3}/D. 64

Figura 5.36. Campos de velocidade dos 3 melhores casos fluidodinâmicos: (a) S_{L1}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,25 e S_{L3}/D = 3,0; (b) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 2,0 e S_{L3}/D = 1,5; (c) S_{L1}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,5 e S_{L3}/D = 2,0. 64

Figura 5.37. Campos de pressão dos 3 melhores casos fluidodinâmicos: (a) S_{L1}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,25 e S_{L3}/D = 3,0; (b) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 2,0 e S_{L3}/D = 1,5; (c) S_{L1}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,5 e S_{L3}/D = 2,0. 65

Figura 5.38. Campos de velocidade e pressão para o caso com maior perda de carga simulado, com $S_{L1} = S_{L2}/D$ = 1,125 e S_{L3}/D = 1,5 e S_{L4}/D = 3,25. 65

Lista de Tabelas

Página

Tabela 4.1. Influência do tamanho do domínio no valor do número de Nusselt médio _____ 37

Tabela 4.2. Teste de independência de malha para escoamento sobre um cilindro _ 37

Tabela 4.3. Teste de independência de malhas no feixe de tubos. _____ 39

Tabela 4.4. Teste de independência de passo de tempo no feixe de tubos _____ 40

Lista de Símbolos

Símbolos Romanos

A_C	Área do cilindro [m^2]
A_0	Área de ocupação [m^2]
A_t	Área total do feixe de tubos [m^2]
A	Área da seção transversal [m^2]
c_p	Calor específico à pressão constante [J.kg^{-1}.K^{-1}].
D	Diâmetro do cilindro [m].
F_1	Relação 1 entre variáveis e constantes do modelo SST κ-ω
F_2	Relação 2 entre variáveis e constantes do modelo SST κ-ω
F_D	Força de arrasto [N]
h	Coeficiente de transferência de calor [W.m^{-2}.K^{-1}]
k	Condutividade térmica do fluido [W.m^{-1}.K^{-1}]
L	Comprimento do domínio [m]
L_{OW}	Comprimento da área de ocupação [m]
Nu_D	Número de Nusselt em função do diâmetro do cilindro ($Nu_D = hD.k^{-1}$)
p	Pressão [Pa]
Pr	Número de Prandtl $\left(Pr = \mu C_p.k^{-1}\right)$
Pr_t	Número de Prandtl turbulento ($Pr_t = \mu_t.\alpha_t^{-1}$)
Re_D	Número de Reynolds em função do diâmetro do cilindro ($Re_D = \rho V_\infty D.\mu^{-1}$)
Ri	Número de Richardson ($Ri = Gr_D.Re_D^{-1}$)
S_L	Passo longitudinal entre os cilindros [m]
S_T	Passo transversal entre os cilindros [m]
T	Temperatura [K]
T_∞	Temperatura da corrente livre [K]
u	Velocidade do fluido na direção x [m.s^{-1}]
V_∞	Velocidade do escoamento na corrente livre [m.s^{-1}]
v	Velocidade do fluido na direção y [m.s^{-1}]
W	Altura do domínio [m]
x	Coordenada espacial no eixo x [m]
y	Coordenada espacial no eixo y [m]

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica do fluido [m^2.s^{-1}]
α_t	Difusividade turbulenta [m^2.s^{-1}]
β	Constante beta *ad hoc* para o modelo de turbulência SST κ-ω
γ	Intermitência
ε_s	Frações volumétricas sólidas
ν	Viscosidade cinemática do fluido [m^2.s^{-1}]

κ	Energia cinética turbulenta [$m^2.s^{-2}$]
μ	Viscosidade dinâmica do fluido [$kg.\ m^{-1}.s^{-1}$]
μ_t	Viscosidade turbulenta [$kg.\ m^{-1}.s^{-1}$]
ρ	Massa específica [$kg.m^{-3}$].
σ	Constante sigma *ad hoc* para o modelo de turbulência SST κ-ω
ω	Taxa de dissipação específica [s^{-1}]

Subscritos e Superscritos

m	Uma vez maximizado
mm	Duas vezes maximizado
mmm	Três vezes maximizado
o	Uma vez otimizado
2o	Duas vezes otimizado
3o	Três vezes otimizado

Lista de Siglas

CFD	*Computacional Fluid Dynamics*
DNS	*Direct Numerical Simulation*
FURG	Universidade Federal do Rio Grande.
GB	*Gigabyte*
LES	*Large Eddy Simulation*
MVF	Método dos Volumes Finitos
PPGEO	Programa de Pós Graduação em Engenharia Oceânica
RAM	*Random Access Memory*
RANS	*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*
RNG	*Renormalization Group*
SIMPLE	*Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations*
SST	*Shear Stress Transport*

1 Introdução

As aplicações na Engenharia dos princípios de transferência de calor são muito abrangentes. Exemplos das aplicações são comuns no cotidiano, tais como radiadores em automóveis, aparelhos de ar-condicionado e refrigeradores domésticos. Com o maior desenvolvimento da tecnologia em circuitos, a miniaturização de equipamentos se tornou uma constante, tornando a questão de resfriamento desses equipamentos um dos grandes focos de estudos. Dentre os casos de miniaturização de equipamentos está o aumento na potência de componentes eletrônicos, com isso sendo necessário diferentes maneiras de resfriamento deles, seja com uma mudança de fluido refrigerante ou uma mudança de arranjo entre eles.

O estudo de escoamentos sobre feixes de tubos e arranjos de corpos rombudos compreende uma ampla faixa de utilização, desde arranjo de edifícios aos arranjos de torres para geradores eólicos. Uma das aplicações específicas dos estudos de transferência de calor é a utilização de trocadores de calor, que estão presentes em diversas plantas industriais, entre elas, usinas elétricas e indústrias de processos (Bhutta *et al*, 2012). O princípio de funcionamento desses equipamentos consiste da troca de calor entre dois fluidos, um quente e o outro frio, com a maximização dessa troca feita com o auxílio de feixe de tubos, entre outros.

Embora o princípio de funcionamento seja bastante explorado na literatura, estudos a respeito da influência do design desses dispositivos sobre sua performance ainda é um tema em aberto. Bejan (2000), tendo em vista os estudos sobre avaliações geométricas, desenvolveu a Lei Construtal, que afirma que "para um sistema de fluxo/escoamento de dimensões finitas persistir no tempo (sobreviver), o mesmo precisa evoluir sua forma e estrutura para providenciar um melhor acesso às correntes que escoam através dele" (Bejan & Lorente, 2008, p. 2, tradução própria). Com isso, fica evidenciado a importância da variação da geometria em escoamentos e que seus comportamentos são determinísticos e não aleatórios.

A partir disso, os autores desenvolveram procedimentos para empregar a Lei Construtal na engenharia, com o intuito de avaliar geometrias a partir de indicadores de performance. O método de aplicação da Lei Construtal é denominado Design Construtal e consiste em permitir que a geometria de um sistema evolua a partir de liberdades de projeto e restrições físicas, de modo a identificar configurações que favoreçam o escoamento ou a transferência de calor. Nesse contexto, definem-se as restrições do problema e os parâmetros de desempenho a serem avaliados, para então analisar como diferentes arranjos geométricos influenciam esses parâmetros (Bejan, 2000). Com o auxílio do método de busca exaustiva, é possível não apenas identificar as configurações que otimizam esses mesmos parâmetros de performance, sendo ele maximizar a troca térmica ou minimizar a resistência ao escoamento, por exemplo, mas também avaliar o comportamento desses escoamentos.

Os estudos de aplicabilidade dos princípios de transferência de calor são realizados a partir de três métodos, sendo eles os métodos experimentais, analíticos e, mais recentemente, os numéricos. Os métodos experimentais baseiam-se na construção de modelos reais, às vezes com escala reduzida devido às proporções dos estudos, para a verificação dos fenômenos e dos valores dos parâmetros desejados, sendo sua grande desvantagem o alto custo de elaboração. Os métodos analíticos e numéricos envolvem a resolução dos problemas a partir da solução de equações, com a diferença na complexidade com que cada um realiza (Maliska, 2004). Os métodos analíticos se limitam pela simplificação de suas hipóteses e geometrias, muitas vezes se desviando do fenômeno físico real. Por fim, a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD – *Computacional Fluid Dynamics*) é a análise por métodos numéricos de sistemas que podem envolver escoamentos de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados a reações químicas, por meio de simulações computacionais (Versteeg & Malalasekera, 2007). A grande vantagem dessa abordagem é poder resolver, praticamente, qualquer tipo de problema, independente da sua complexidade, já que a tecnologia de processamento de dados evoluiu muito nos últimos anos, e segue evoluindo, propiciando novas ferramentas que facilitam a elaboração de geometrias e domínios.

Na natureza, os escoamentos de fluidos ocorrem predominantemente em regime turbulento. A modelagem desse comportamento pode ser organizada em duas grandes abordagens. A primeira engloba métodos que buscam resolver diretamente a dinâmica turbulenta, como a Simulação Numérica Direta (DNS, do inglês *Direct Numerical Simulation*), que resolve todas as escalas do escoamento, e a Simulação de Grandes Escalas (LES, do inglês *Large Eddy Simulation*), que resolve apenas as estruturas de maior dimensão e modela as menores, podendo ainda empregar estratégias híbridas baseadas em RANS (do inglês, *Reynolds Averaged Navier–Stokes*). A segunda abordagem abrange os modelos de turbulência, fundamentados nas equações RANS, os quais introduzem equações adicionais de transporte para representar estatisticamente os efeitos médios das flutuações turbulentas. No presente trabalho utiliza-se o modelo de turbulência RANS *transition* SST (*Shear Stress Transport*), implementado no software comercial de CFD ANSYS Fluent, o qual opera a partir das equações de transporte do modelo SST κ–ω acrescidas de duas equações adicionais responsáveis por capturar adequadamente os fenômenos de transição laminar–turbulento.

Os estudos avaliando a transferência de calor sobre feixe de tubos compõem uma área de grande importância na Engenharia, uma vez que esse tipo de escoamento é amplamente empregado em trocadores de calor (Figura 1.1), equipamentos empregados em diversas plantas industriais. Com estudos referentes ao fenômeno de transferência de calor sobre feixe de tubos, pode-se maximizar a eficiência dos equipamentos, enquanto se reduz os custos (Shah, 2003).

A abordagem de escoamentos turbulentos é complexa. Consequentemente, a análise de trocadores de calor com múltiplos tubos também é uma tarefa desafiadora. No

presente trabalho, pretende-se avaliar o design de arranjos de tubos alternados para determinar se o uso de passos longitudinais variáveis pode conduzir a um melhor desempenho térmico do problema.



Figura 1.1. Trocadores de calor com feixe de tubos.

1.1 Estado da arte

Os problemas relacionados aos escoamentos externos sobre corpos, sejam eles cilíndricos, quadrados, retangulares ou prismáticos, são temas de estudos recorrentes nas últimas décadas. Esses estudos vêm sendo realizados de forma experimental, por grande parte do tempo, e mais recentemente de maneira numérica, devido ao grande avanço na capacidade dos computadores e modelos numéricos.

Mittal *et al.* (1997) utilizaram uma formulação de elementos finitos para estudar um escoamento transiente e incompressível passando por um par de cilindros arranjados em série e escalonado, com números de Reynolds iguais a 100 e 1000. Os resultados obtidos foram comparados com escoamentos passando por um cilindro e com observações experimentais de outros pesquisadores. Foi mostrado que o escoamento envolvendo dois cilindros possui forte dependência do número de Reynolds, em comparação com um cilindro, já que houve grandes diferenças qualitativas entre as simulações com Re=100 e Re=1000. Observou-se, também, que o cilindro a jusante, que está na esteira do cilindro a montante, experimenta forças instáveis elevadas que podem resultar em vibrações induzidas pela esteira.

Nakamura & Igarashi (2004a) investigaram experimentalmente a transferência de calor entre um cilindro e um escoamento transiente de ar com números de Reynolds (Re) de 120 a 30.000. Utilizando um termógrafo infravermelho para medir as características temporais e espaciais da transferência de calor e um sensor de fluxo de calor para medir a flutuabilidade da transferência de calor na superfície do cilindro, foi observada uma não uniformidade na transferência de calor na parte traseira do cilindro, para números de Reynolds superiores a 180, correspondentes a formação de vórtices na direção do escoamento próximo a esteira. A flutuação da taxa de transferência de calor no sentido

longitudinal ocorreu de forma independente do desprendimento de vórtices atrás do cilindro, mas foi considerada estacionária por dezenas de ciclos. Para $180<Re<260$, a estrutura provoca variações periódicas da taxa de transferência de calor ao longo do eixo do cilindro, sem a uniformidade observada em *Re* mais baixo. Com isso, surgem vórtices alinhados com o escoamento, aumentando a taxa de transferência de calor na região de estagnação traseira. Para $Re>260$ o sinal oscilatório da transferência de calor na direção longitudinal foi igual a aproximadamente a dimensão do diâmetro, e esse resultado persistiu até um valor de número de Reynolds de 29.100. Na faixa entre $3000<Re<15.000$, a transferência de calor ao redor do ponto de estagnação traseiro aumentou consideravelmente com o número de Reynolds. Isso foi causado pelo início do escoamento alternado incidindo na parte traseira do cilindro, resultando num encurtamento da região de formação de vórtices. Dando sequência a esse trabalho, Nakamura & Igarashi (2004b) investigaram as bruscas mudanças na transferência de calor na faixa de $3000<Re<15.000$, utilizando o mesmo sistema de medições e parâmetros do trabalho de Nakamura & Igarashi (2004a). Foi verificado o surgimento de um escoamento alternado na parte traseira do cilindro em $Re>5000$ movimentando a região de vórtices para a parte frontal dos cilindros, causando um aumento repentino no número de Nusselt médio ao redor do ponto de estagnação. Estes estudos realizados por Nakamura & Igarashi (2004a) e Nakamura & Igarashi (2004b) têm sido utilizados até os dias de hoje devido a sua importância como modelo de validação dos estudos numéricos de fenômenos térmicos sobre cilindros.

Tiwari *et al.* (2005) realizaram uma investigação numérica de um escoamento sobre um tubo circular com uma aleta longitudinal fixada na parte traseira, com a finalidade de estudar o comportamento da transferência de calor no tubo. Os resultados foram apresentados para três diferentes tamanhos de aletas e três diferentes números de Reynolds (500, 1000 e 1500). A visualização do escoamento indicou que uma aleta na parte traseira do tubo produz um efeito estabilizador através da redução do movimento transversal das camadas de cisalhamento, direcionando o escoamento (Figura 1.2). Normalmente, a aleta não inibe a formação de vórtices, mas os restringe, seguidos pelo estreitamento da esteira. Observa-se uma redução no tamanho da zona de arrasto em comparação com o arrasto de um tubo circular, diminuindo a transferência de calor por convecção na superfície do tubo. Como a aleta gera uma área extra para condução, há uma melhoria geral na taxa de transferência de calor comparada ao tubo sem aleta, e uma redução significativa na perda de pressão.

Através de meios de visualizações de escoamento, velocimetria por imagem de partículas em 2D e medições de termopares, Boirlaud *et al.* (2012) investigaram experimentalmente um escoamento turbulento ao redor de um cilindro perpendicular ao escoamento, à temperatura constante com convecção mista, analisando o efeito do empuxo quando a esteira do cilindro é totalmente turbulenta. Os resultados mostram que os efeitos de empuxo perturbam fortemente a esteira, que se torna assimétrica, como mostrado na Figura 1.3. As visualizações de escoamento mostram a presença de dois tipos de estruturas nas esteiras, a partir do cilindro aquecido, sendo que na parte traseira do cilindro o

fluido está sujeito a uma alta força de empuxo devido aos grandes gradientes de temperatura, permitindo que estruturas típicas em forma de cogumelo surjam na região da esteira próxima. As flutuações de velocidade longitudinal são fortalecidas pelo campo térmico, enquanto as flutuações de velocidade vertical são enfraquecidas, acentuando o comportamento oposto entre as camadas de cisalhamento superior e inferior. Na camada de cisalhamento inferior, o aquecimento é responsável pela geração de instabilidades de Kelvin-Helmholtz, que geralmente existem em números de Reynolds mais altos sob condições isotérmicas. Além disso, o comportamento dos campos de temperatura e velocidade é oposto às flutuações de temperatura e velocidade nas camadas de cisalhamento livre.

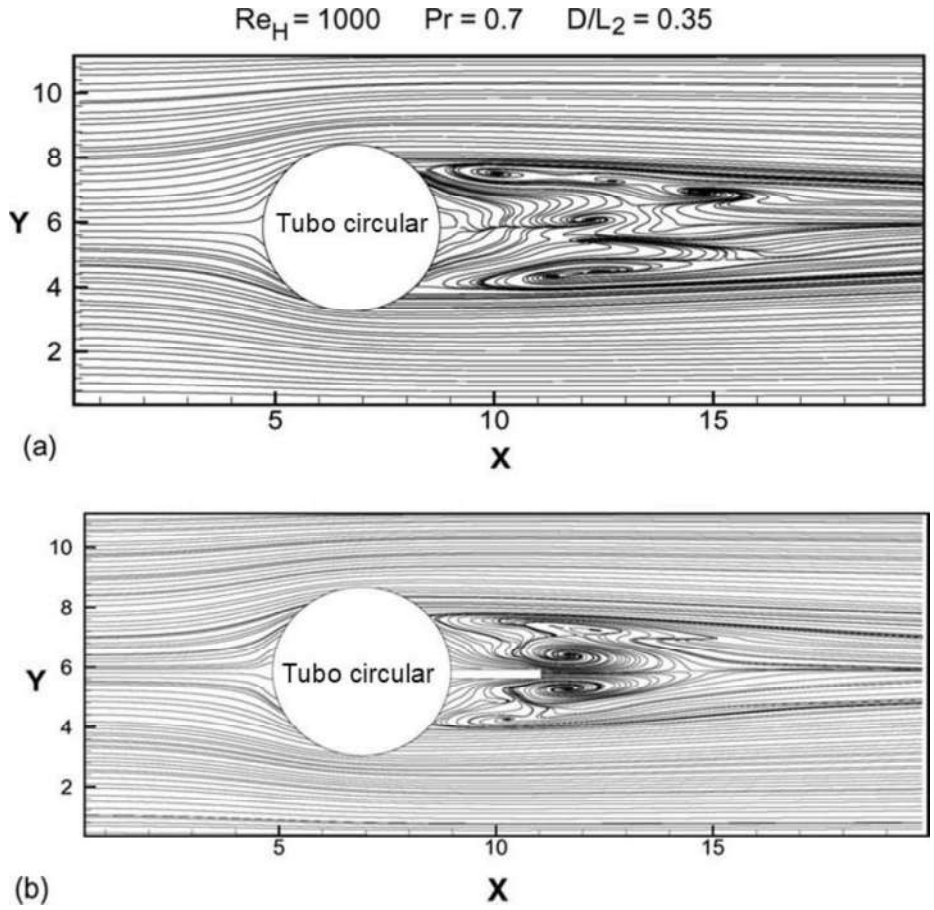


Figura 1.2. Linhas de corrente para um escoamento passando por um: (a) Tubo circular, (b) Tubo circular com uma aleta na parte traseira. (Fonte: Tiwari *et al.*, 2005).

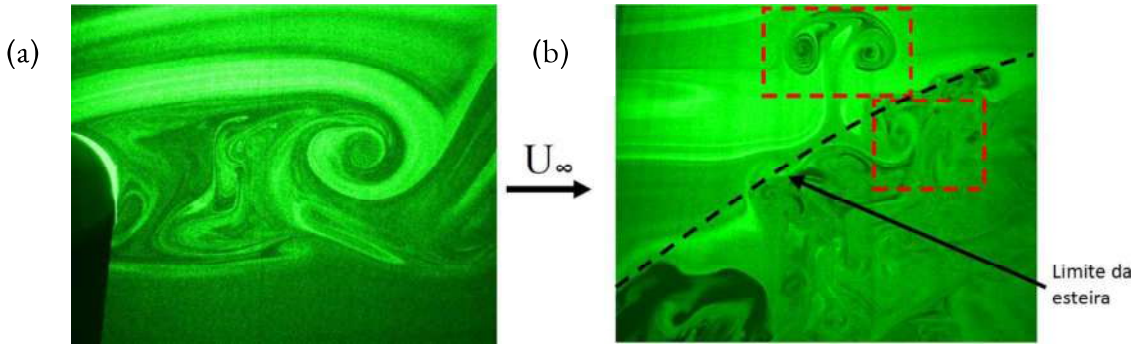


Figura 1.3. Visualização do escoamento no plano médio (z=0) e: (a) na região próxima a esteira e Ri=0, (b) na região distante da esteira e Ri= 2,77 (Fonte: Boirlaud *et al.*, 2012).

Para avaliar a influência do número de volumes na malha computacional próximos a parede dos cilindros (y^+) na precisão das simulações numéricas, Mangrulkar *et al.* (2019) utilizaram três sistemas de volumes próximos a parede dos cilindros, simulando um corte em feixes de tubos alternados, como mostrado na Figura 1.4. Avaliando seu efeito no número de Nusselt e no fator de atrito para arranjos de tubos escalonados, com um escoamento turbulento imposto. Mantendo a temperatura da parede e fluxo de calor constantes, foi percebido que com valores de y^+ iguais a 0,1 e 1,0, há uma boa aproximação dos resultados obtidos pela correlação analítica de Zukauskas (1985), enquanto para valores de 10, encontrou-se variações entre 5 e 16%. Com números de Reynolds mais baixos, a variação do número de Nusselt e fator de atrito não mostram alterações significativas com a mudança de y^+, devido a dominância das forças viscosas, conseguindo considerar os efeitos da camada limite sobre os tubos. Conforme o número de Reynolds aumenta, a espessura da camada limite diminui, assim sendo necessário um maior número de volumes no entorno do cilindro, para captar os efeitos da camada limite.

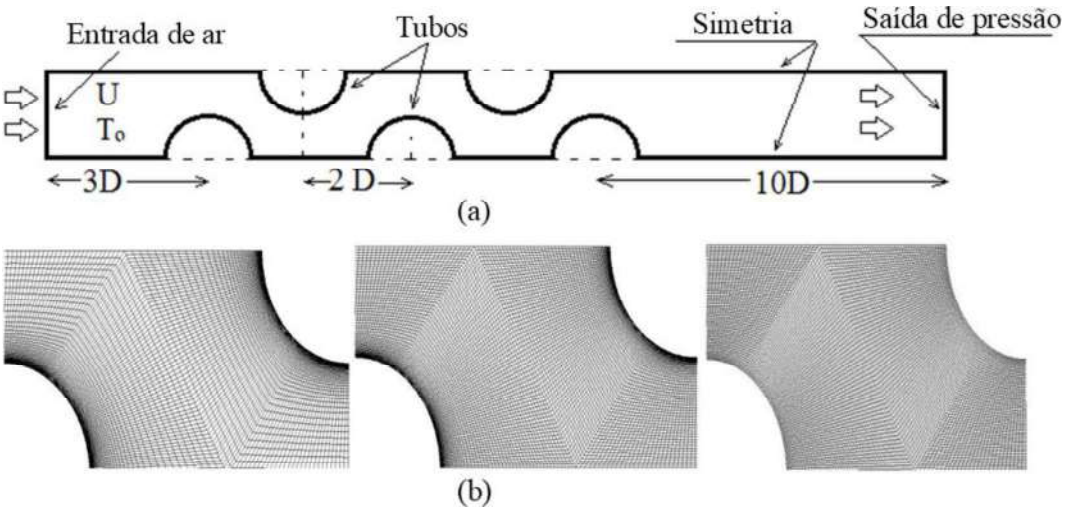


Figura 1.4: Tubos em arranjos escalonados: (a) Domínio computacional, (b) Três tipos de malhas geradas com y^+ de 0,1, 1,0 e 10 (Fonte: Adaptado de Mangrulkar *et al.*, 2019).

Ram *et al.* (2020) estudaram o escoamento de um fluido Newtoniano em um arranjo quadrado de tubos aquecidos em linha com convecção mista, utilizando o software comercial ANSYS Fluent. O escoamento é orientado de baixo para cima, enquanto a gravidade atua no sentido contrário, como mostrado na Figura 1.5. O fenômeno de transferência de calor e de quantidade de movimento foi investigado para os seguintes parâmetros adimensionais (enquanto as propriedades do fluido foram mantidas constantes, com exceção da massa específica): frações volumétricas sólidas (εs); $0{,}20 \leq \varepsilon s \leq 0{,}30$, número de Reynolds ($Re$); $50 \leq Re \leq 100$, número de Prandtl (Pr): $0{,}71 \leq Pr \leq 7$ e número de Richardson $Ri = 1$ e 2. Os autores explicaram os fenômenos de transferência de calor e de quantidade de movimento em termos de contornos de linhas de corrente e isotermas, que mostraram grande dependência dos parâmetros adimensionais considerados (εs, Re, Pr e Ri). Em relação às linhas de corrente, quando a fração volumétrica sólida diminui de 0,30 para 0,20, a área de recirculação aumenta, formando vórtices, devido a aproximação das linhas de corrente em direção aos cilindros, com elas parecendo mais adequadas para os maiores valores de Re e Ri. Os gradientes térmicos mais acentuados estão presentes nas proximidades dos cilindros quando Re aumenta, e se agrupam nas superfícies dos cilindros com εs menor. Com Ri maiores percebe-se isotermas mais acentuadas, devido a um aumento no grau de mistura, causando uma maior transferência de calor.

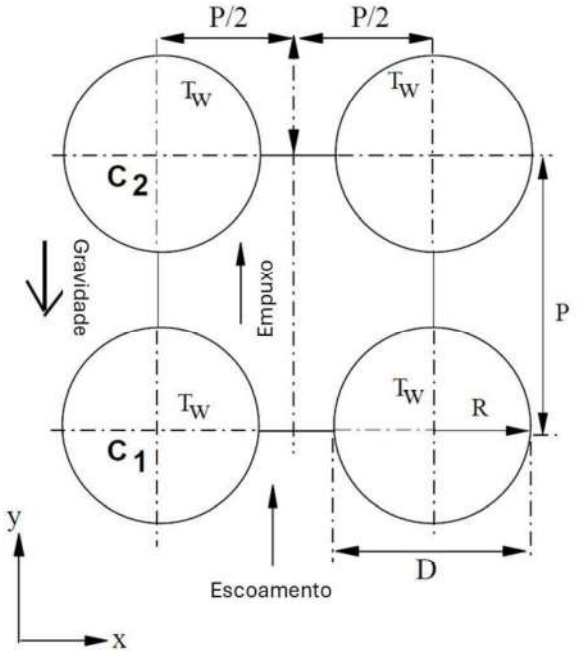


Figura 1.5. Domínio computacional de um arranjo quadrado de cilindros (Fonte: Adaptado de Ram *et al.*, 2020).

Nemati *et al.* (2020) utilizaram um modelo de turbulência *transition* SST para simular um trocador de calor de tubos com aletas anelares elípticas (Figura 1.6), com a finalidade de estudar as características térmicas e hidráulicas desses formatos, bem como propor correlações relevantes entre velocidades e relações de diâmetros, que auxiliem na rápida estimativa da transferência de calor média e da queda de pressão das aletas circulares. Com os resultados foi concluído que o desempenho das aletas do tipo elíptico anular é superior ao tipo circular, tanto do ponto de vista termo hidráulico quanto em relação a minimização da geração de entropia. Na aleta elíptica há uma menor queda de pressão que nas aletas circulares, mantendo um coeficiente de transferência de calor comparável entre os dois tipos. Embora o formato elíptico contenha uma pequena redução no número de Nusselt, isso pode ser compensado por uma queda de pressão muito baixa. Com as correlações encontradas, encontrou-se variações máximas, em relação às simulações numéricas, de 5,6% para a queda de pressão e de 3,2% para o coeficiente de transferência de calor.

Simulações de escoamentos sobre feixes de tubos são focos de estudos de diversos pesquisadores. Mangrulkar *et al.* (2017) realizaram simulações numéricas tridimensionais e experimentos em laboratório de um escoamento em um arranjo de tubos escalonados com e sem a fixação de uma aleta, na parte traseira dos tubos (Figura 1.7). Com números de Reynolds na faixa $5500 \leq Re \leq 14.500$ e uma relação de comprimento da aleta pelo diâmetro igual a 1, com a espessura constante e utilizando relações de passo transversal e longitudinal constantes. Com relação a modelagem da turbulência, foi utilizado um modelo derivado do κ-ε, aplicando uma técnica estatística conhecida como *renorma-*

lization group (RNG). Se constatou que a presença da aleta aumenta o número de Nusselt para o escoamento de fluido, o que resulta em aumento na transferência de calor junto com a diminuição da queda de pressão dentro do conjunto de tubos e um fator de atrito menor dentro do conjunto de tubos em comparação com os cilindros sem aletas. Com um número de Reynolds de 5500 foi observado um aumento de 60 a 82% no desempenho térmico global em relação aos cilindros não aletados. Segundo os autores, o uso de aletas só é aplicável aos arranjos escalonados, pois os arranjos em série aumentam significativamente a proporção de passo longitudinal, podendo levar a uma taxa de transferência de calor mais baixa.

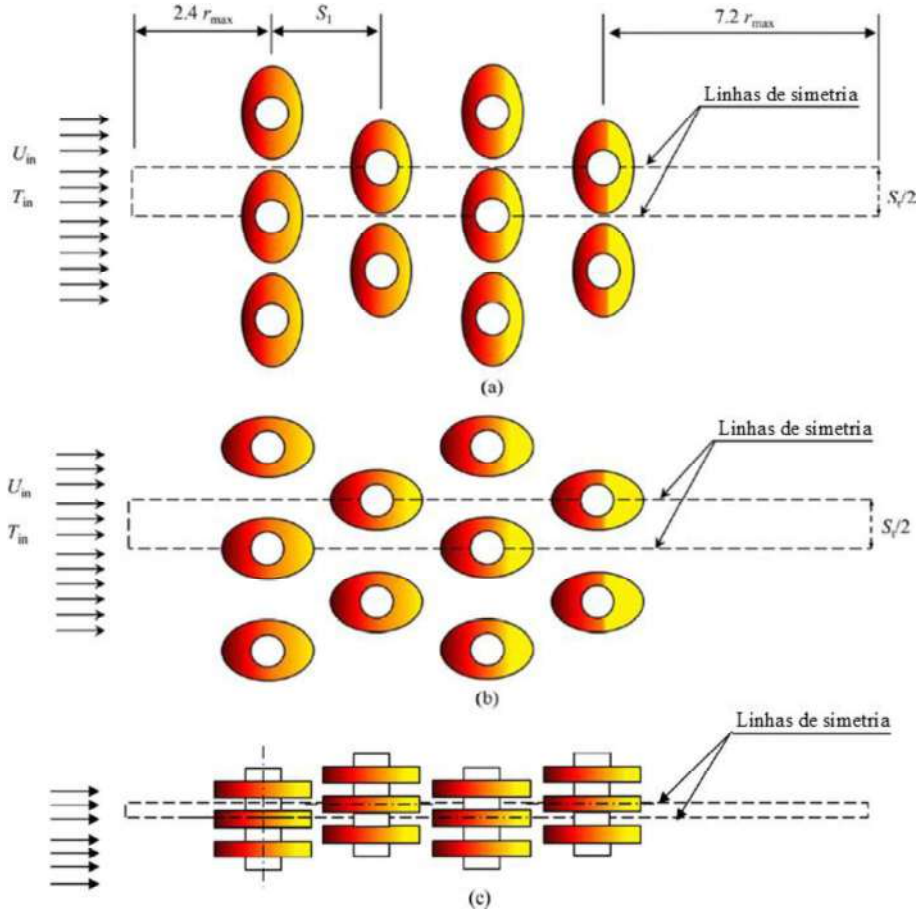


Figura 1.6. Domínio esquemático para equações de conservação: (a) Configuração de aletas elípticas verticais; (b) Configuração de aletas elípticas horizontais; (c) Vista lateral (Fonte: Adaptado de Nemati *et al.*, 2020).

Dando sequência ao trabalho de Mangrulkar *et al.* (2017), Mangrulkar *et al.* (2020) estudaram um escoamento tridimensional de um arranjo de tubos escalonados com a fixação de aletas na parte traseira dos tubos, a partir de métodos experimentais e numéricos, com a finalidade de verificar a influência do comprimento e da espessura das aletas no desempenho térmico-hidráulico. Foram utilizadas relações de comprimento e diâmetro (*L/D*) entre 0,50 e 1,50, relações de espessura e diâmetro (*t/D*) entre 0,04 e 0,20 e número de Reynolds entre 5000 e 25.000, utilizando o modelo de turbulência SST κ-ω

nas simulações numéricas, através do software ANSYS Fluent. Os resultados mostraram que em razões *t/D* baixas, a temperatura da superfície da aleta diminui, com a transferência de calor não sendo significativa e o número de Nusselt relativamente baixo. Em *L/D* = 1,0, o aumento máximo no número de Nusselt é de 35 a 42% em relação aos tubos não aletados a um número de Reynolds de 25.000. O aumento da relação *L/D* além de 1,00 aumentou o número de Nusselt em apenas 1-2% devido a uma área convectiva maior, por isso o arranjo com *L/D* = 1,00 e *t/D* = 0,20 foi considerado a melhor combinação para o desempenho térmico-hidráulico. O fator de atrito diminuiu com o aumento da relação *L/D* juntamente com o aumento na razão *t/D*. No caso de *L/D* = 0,50, a queda de pressão foi aumentada devido a formação de vórtices distorcidos, o que aumentou a turbulência do fluido, tornando o fator de atrito maior do que no cilindro não aletado.

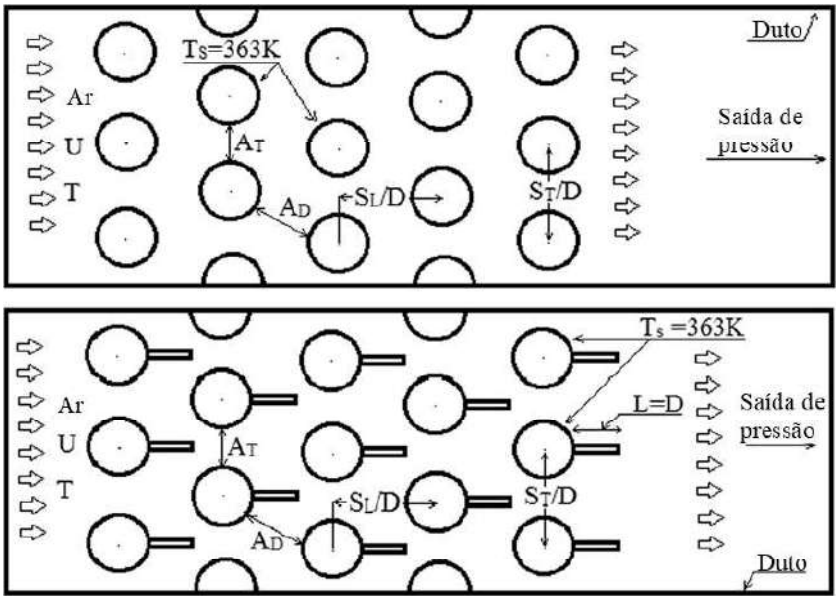


Figura 1.7. Domínio computacional de um feixe de tubos sem e com aletas estudado na literatura (Fonte: Adaptado de Mangrulkar *et al.*, 2017).

Elmekawy *et al.* (2021) realizaram simulações similares as investigadas por Mangrulkar *et al.* (2017) e Mandrulkar *et al.* (2020), no qual foram feitos estudos de um escoamento sobre um arranjo de tubos aletados na parte traseira. Assim como os estudos anteriores, os autores comprovaram que a utilização de aletas nos tubos reduziu a queda de pressão e aumentou o número de Nusselt, levando a um melhor desempenho térmico geral para trocadores de calor. O diferencial do trabalho de Elmekawy *et al.* (2021) foi o intuito de otimizar as dimensões das aletas, com um estudo aprofundado da influência da espessura na queda de pressão e na taxa de transferência de calor. À medida que a espessura da aleta é aumentada para 20% do diâmetro do tubo, a transferência de calor é ligeiramente aumentada em cerca de 7%, mas a queda de pressão aumenta drasticamente em cerca de 20%. À medida que o comprimento da aleta é aumentado até uma relação *L/D* = 1,5, a transferência de calor é dobrada, e a queda de pressão também é aumentada em cerca de 20%.

Pedroti *et al.* (2020) realizaram um estudo numérico da energia removida de um conjunto de tubos aquecidos submetidos a um escoamento externo, no qual esse conjunto de tubos não utiliza nenhum tipo de arranjo pré-definido inicialmente. A melhor localização de cada tubo é calculada, de forma determinística, por uma metodologia elaborada pelos autores seguindo os princípios da teoria construtal, utilizando uma função de construção dependente dos campos de velocidade e pressão, sem levar em consideração a queda de pressão como indicador de desempenho. O feixe de tubos foi construído a partir de um arranjo elementar com um tubo, e a cada montagem de um novo tubo, sua posição era memorizada na construção do arranjo de tubos, conforme ilustra a Figura 1.8.

Foi considerado a distância mínima entre os tubos (p) como um dos graus de liberdade em um escoamento transiente, laminar e incompressível em domínio bidimensional com convecção forçada, com 3 valores de número de Reynolds (Re_D = 10, 50 e 100). A análise térmica dos padrões formados mostrou que o melhor desempenho térmico é em um valor intermediário de p, apresentando uma remoção de energia 71% maior do que nos arranjos alinhados e escalonados, destacando a capacidade do método proposto.

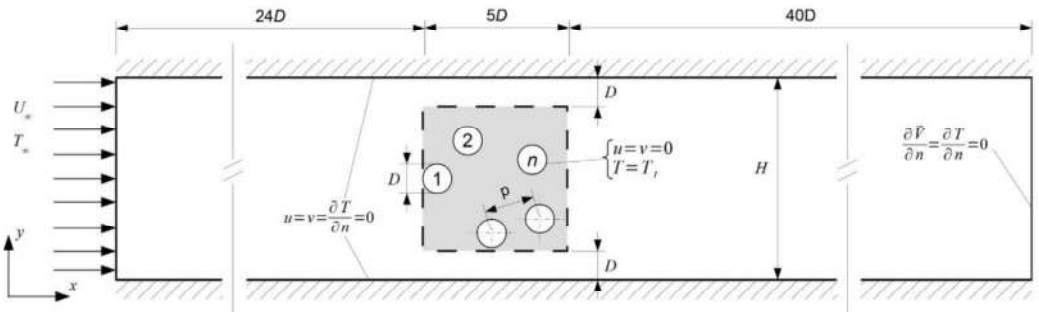


Figura 1.8. Domínio computacional e condições de contorno de arranjo construído na literatura com o método construtal (Fonte: Pedroti *et al.*, 2020).

Souza *et al.* (2020) realizaram um estudo numérico bidimensional do desempenho de um evaporador de condicionador de ar tipo janela. A análise do desempenho do trocador de calor é feita usando o software ANSYS CFD, empregando o método de volumes finitos para discretização, considerando 2 tamanhos comerciais de tubo de cobre, 6 tamanhos de espaçamento transversal e faixas de velocidade de entrada de 1,5 a 4,0 m/s. O objetivo da investigação foi entender os efeitos da variação do espaçamento transversal no número de Nusselt, no coeficiente de transferência de calor, queda de pressão e fator de atrito em um feixe de tubos de um evaporador com 7 fileiras de tubos, sob temperatura superficial constante. Os resultados da simulação mostraram que a taxa de transferência de calor foi diretamente proporcional ao espaçamento transversal do feixe de tubos. Na direção do escoamento de ar, o tubo de diâmetro maior teve melhor desempenho em comparação com o tubo de menor diâmetro, em série. As informações do estudo podem ser usadas para melhorar o projeto e a operação das unidades de trocador de calor em condicionadores de ar tipo janela.

Hajabdollahi *et al.* (2022) investigaram a influência de aletas na otimização multi-objetiva de uma rede de trocadores de calor, tendo como objetivo, tanto a eficácia do trocador de calor quanto a área total de transferência de calor, simultaneamente. Junto com as simulações de aletas simples, um novo conjunto de aletas foi projetado, com base na teoria construtal. Esse novo conjunto de aletas apresentou desempenho superior nas funções objetivas dos trocadores de calor, havendo um acréscimo de 7% na eficácia e redução em 9,47% na área total de transferência de calor, enquanto aletas simples mostraram um aumento de até 5,3% na eficácia, comparados aos trocadores de calor sem aletas.

Visando melhorar o desempenho de trocadores de calor, Deeb (2022) utilizou tubos em formato de gota d'água (Figura 1.9), em um escoamento com número de Reynolds entre 1780 e 18.720 e utilizando diversas razões de passo longitudinal e transversal, com a finalidade de avaliar suas influências no escoamento (através do fator de atrito) e a transferência de calor. Usando um modelo de turbulência RNG κ-ε, no pacote do *software* ANSYS Fluent, verificou-se que os vórtices formados promovem significativamente a transferência de calor. O efeito da razão de passo transversal é maior do que o da razão longitudinal, e que com o aumento na razão do passo transversal de 1,24 para 1,82 aumenta em até 10,53% a taxa de transferência de calor. Concluiu-se que um aumento nas razões de passo longitudinal e transversal aumentaram as áreas de recirculação, levando a menores obstruções do escoamento, e conduzindo um aumento tanto no número de Nusselt quanto na eficácia. Por outro lado, o fator de atrito diminuiu com o aumento do número de Reynolds. Isso foi atribuído ao fato de que, para números de Reynolds elevados, o escoamento conduz o ponto de separação a jusante, e a camada limite permanece por mais tempo na superfície do tubo antes da separação.

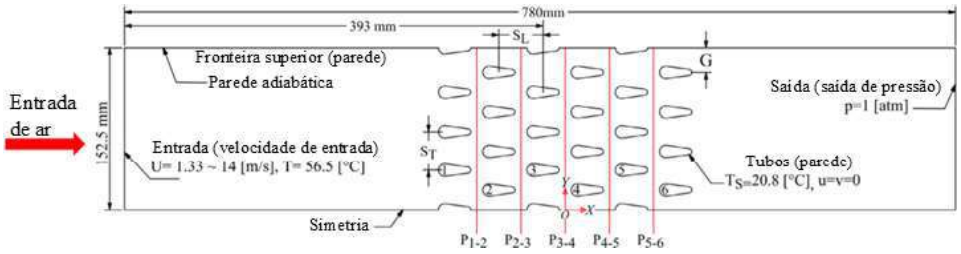


Figura 1.9. Geometria de um arranjo de tubos em formato de gota d'água com suas condições de contorno (Fonte: Adaptado de Deeb, 2022).

Mustafa *et al.* (2023) utilizaram a abordagem construtal no projeto de um trocador de calor de única fileira com aletas circulares concêntricas e excêntricas, variando o espaçamento transversal das aletas, o espaçamento das aletas ao longo da extensão e a excentricidade das aletas-tubo, com o objetivo de otimizar a densidade de calor (taxa de transferência de calor por volume) e considerando como restrições de projeto a altura e largura do espaço ocupado pelo trocador de calor, além do diâmetro da aleta. Tanto as aletas quanto os tubos são mantidos a uma temperatura constante e são resfriados com um escoamento de ar, incompressível e à temperatura ambiente e queda de pressão constan-

tes. A densidade de calor é maximizada duas vezes, uma em relação ao espaçamento transversal e outra em relação ao longo da extensão, alcançando os melhores resultados com aletas excêntricas, com até 12% de aumento.

Visando à expansão dos carros elétricos no cotidiano, foram necessários estudos relacionados ao resfriamento das baterias de íons de lítio, que são consideradas a melhor opção para veículos elétricos, e o arranjo das células das baterias tem grande influência no desempenho térmico e na vida útil delas. Yang *et al.* (2015) realizou estudos comparando o desempenho térmico de diferentes arranjos de células cilíndricas para um pacote de baterias de $LiFePO_4$, comparando as células em arranjos alternados e alinhados. Os autores concluíram que, para um arranjo alinhado de células, o aumento médio de temperatura individual diminuiu à medida que o intervalo longitudinal aumentou, enquanto no arranjo alternado, o aumento médio de temperatura da bateria está relacionado com o intervalo longitudinal. Também foi observado que o aumento do intervalo transversal conduziu ao aumento da elevação de temperatura da bateria, em ambos os arranjos. Contudo, foi observada uma melhora na uniformidade térmica e uma redução na demanda de potência.

Saw *et al.* (2016) realizou uma análise, utilizando simulação numérica, do sistema de resfriamento a ar de um encapsulamento de baterias com 38.120 células, com uma posterior validação do código computacional a partir de testes experimentais no pacote de baterias. A simulação permitiu prever os pontos quentes e frios no pacote de baterias (como mostrado na Figura 1.10), além de demonstrar que um aumento da taxa de fluxo de ar resulta num aumento do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão. Choudhari *et al.* (2020) analisou o desempenho térmico, através de um sistema de gestão para controle térmico, de um módulo de bateria utilizando um modelo numérico com técnicas de arrefecimento por mudança de fase. Foram realizadas simulações com e sem mudança de fase, além de utilizar diferentes formas de aletas, sob diferentes taxas de descarga (velocidade com que a bateria é descarregada, ou carregada, em relação à sua capacidade nominal), com a finalidade de projetar e otimizar a gestão térmica do sistema. Se concluiu que, a utilização do resfriamento com mudança de fase, melhorou o desempenho térmico em taxas de descargas mais baixas, enquanto a utilização deste método em taxas de descargas mais altas se mostrou ineficiente para o controle de temperatura, requerendo refrigeração adicional. Sutheesh *et al.* (2024) se focou no estudo do desempenho térmico de um sistema de arrefecimento híbrido em condição de secagem (HSCDC) comparado com um sistema simples de arrefecimento de ar (SACS) sobre diferentes taxas de descarga e diferentes números de Reynolds, utilizando simulações numéricas. Se concluiu que o sistema simples de arrefecimento de ar não conseguiu manter a temperatura média exigida nem a uniformidade térmica para valores de Reynolds (Re) na faixa $764 \leq Re \leq 6113$. O aumento máximo na uniformidade térmica foi 27,54% em relação ao SACS e de 26% em relação ao limite estabelecido. Por fim, os resultados experimentais e da simulação indicaram que a penúltima célula atinge uma temperatura mais elevada do que a última, devido à diferença nas regiões de esteira. A não uniformidade

térmica dentro da bateria está associada à diferença de temperatura entre a primeira e a penúltima célula.

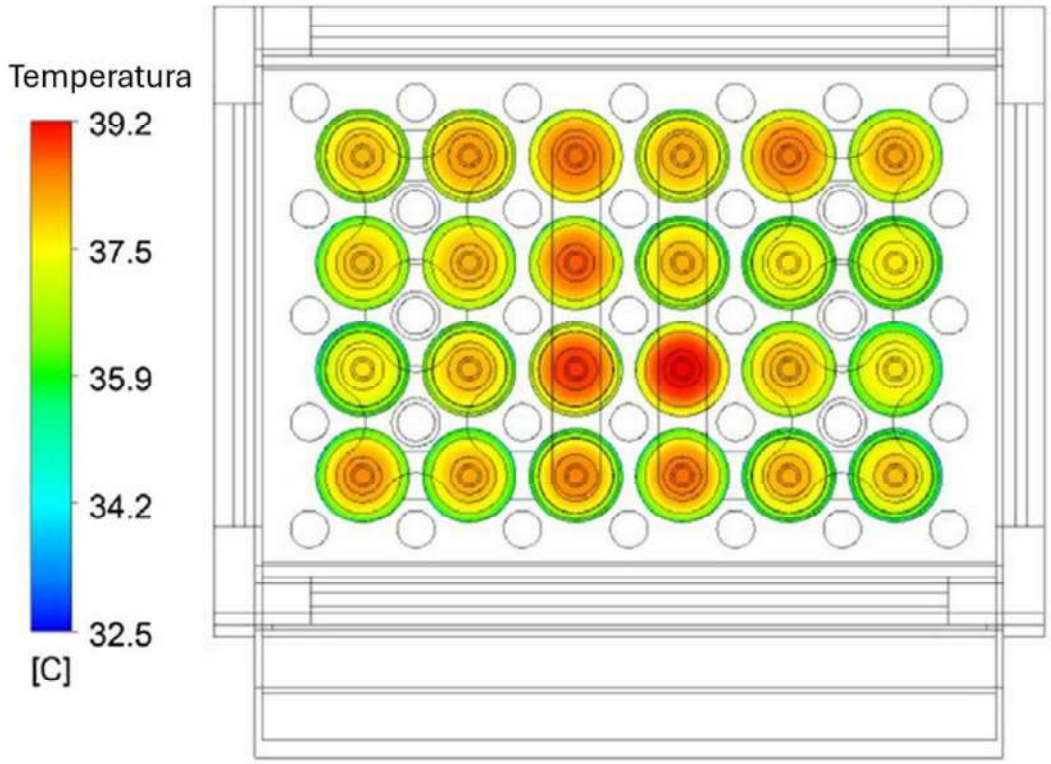


Figura 1.10. Temperatura interna do encapsulamento de baterias estudado na literatura (Saw *et al.*, 2016).

Ao utilizar o método Design Construtal, Aghenese *et al.* (2024) apresentaram uma avaliação geométrica de um escoamento laminar convectivo forçado sobre um arranjo escalonado de quatro cilindros, como mostrado na Figura 1.11, com a finalidade de analisar as vantagens de empregar diferentes passos longitudinais visando um melhor desempenho térmico e fluidodinâmico do arranjo. Os objetivos do trabalho foram a maximização do número de Nusselt e a minimização do coeficiente de arrasto entre os cilindros e o escoamento circundante. Mantendo a área da seção transversal dos cilindros e a área de ocupação do arranjo, com a variação da razão do passo transversal e o diâmetro dos cilindros (S_T/D) e das razões dos passos longitudinais entre os cilindros frontais e traseiros com o diâmetro dos cilindros (S_{L1}/D e S_{L2}/D) dentre 1,5 e 5,0. Foram utilizados números de Reynolds de Re_D = 10, 40 e 150 e o método de volumes finitos. Foi constatado que a inserção de dois passos longitudinais permite a exploração da geração de padrões assimétricos na direção do escoamento, que geram benefícios em ambos os indicadores de desempenho. Os valores mais baixos de S_T/D e passos longitudinais mais concentrados ocasionaram o melhor desempenho fluidodinâmico, com número de Reynolds igual a 10, e com passos assimétricos para os demais números de Reynolds. Em relação ao desempenho térmico, em todos os números de Reynolds, os resultados ótimos foram nos maiores valores de S_T/D, e passos longitudinais assimétricos.

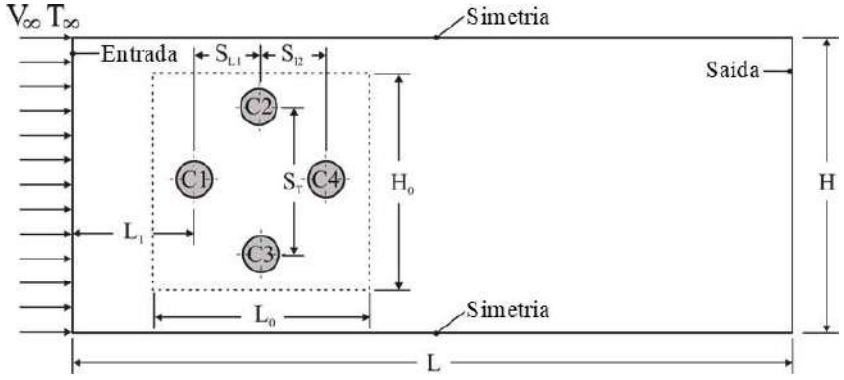


Figura 1.11. Domínio computacional para um arranjo de quatro cilindros alternados (Fonte: Adaptados de Aghnese *et al.*, 2024).

Com base na pesquisa e material apresentados nesta seção, o autor desconhece a existência de estudos que investiguem o uso de passos longitudinais variáveis em feixes de tubos, o que pode gerar um melhor desempenho térmico do arranjo, ressaltando a importância do presente estudo em caráter inédito. Além disso, não foram observados na literatura estudos onde o método design construtal tenha sido empregado para a compreensão do efeito dos diferentes passos longitudinais no desempenho fluidodinâmico e térmico de um feixe de tubos complexo como o estudado no presente trabalho.

1.2 Objetivos

Nesta seção, será apresentado o objetivo geral e os específicos deste trabalho, juntamente com uma análise detalhada dos objetivos específicos que serão abordados neste estudo.

1.2.1 Objetivo geral

O presente trabalho tem como objetivo geral analisar a influência do uso de passos longitudinais variáveis ao longo da direção do escoamento. Essa variação é empregada por meio do método Design Construtal. Avalia-se o impacto dessa estratégia no comportamento e no desempenho fluidodinâmico e térmico de um arranjo de tubos alternados, utilizados em trocadores de calor do tipo casco-tubo. O estudo considera condições de escoamento turbulento e transferência de calor por convecção forçada.

1.2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são os seguintes:

- aplicar o método Design Construtal para avaliar os efeitos das razões S_{L1}/D, S_{L2}/D e S_{L3}/D em escoamento turbulento (Re_D = 5500, Pr = 0,71);

- otimizar a geometria do arranjo de tubos visando maximizar Nu_D e minimizar C_D por meio de busca exaustiva;
- comparar configurações ótimas e verificar simetria ou assimetria nas melhores soluções térmicas e fluidodinâmicas.

1.3 Delineamento do texto

O presente trabalho foi dividido da seguinte maneira:

1. Capítulo 1:

Esse capítulo aborda as motivações da realização do trabalho, bem como o estado da arte e os objetivos, gerais e específicos, do trabalho.

2. Capítulo 2:

Nesse capítulo é encontrada a fundamentação teórica necessária para a realização do presente trabalho. Foram apresentadas as definições de transferência de calor por convecção, de escoamento turbulento, de camada limite térmica e fluidodinâmica, o método de volumes finitos e o método Design Construtal.

3. Capítulo 3:

É mostrada a abordagem da modelagem matemática envolvida na solução do problema de escoamento incompressível, transiente, com transferência de calor por convecção forçada no regime turbulento em um domínio bidimensional, através das equações de conservação de massa, balanço da quantidade de movimento e conservação de energia, bem como o modelo de fechamento da turbulência empregado (*Transition* SST). Também é apresentada a descrição do problema e suas condições de contorno, de maneira detalhada, assim como a aplicação do método Design Construtal no estudo.

4. Capítulo 4:

O capítulo aborda a modelagem matemática do escoamento, apresentando o domínio computacional e a apresentação do modelo numérico, com a discretização do domínio e da malha. Também aborda informações sobre o solver de CFD, juntamente com os procedimentos numéricos empregados no método de volumes finitos. Além disso, discute-se a discretização temporal das equações de conservação e os métodos numéricos empregados.

5. Capítulo 5:

Apresenta uma discussão acerca dos resultados encontrados nas simulações realizadas. Todos as simulações são investigadas, com o intuito de verificar o comportamento do escoamento, a partir uma análise térmica e fluidodinâmica, e apresentar o efeito do

design sobre o desempenho do arranjo e recomendações teóricas para as melhores configurações do arranjo.

6. Capítulo 6:

Contém as conclusões obtidas neste trabalho, assim como as propostas de continuidade do presente estudo.

7. Capítulo 7:

Contém as referências bibliográficas citadas neste trabalho.

2| Fundamentação Teórica

2.1 Transferência de calor por convecção

A transferência de calor por convecção é um campo de estudo que relaciona dois temas: transferência de calor por difusão e mecânica dos fluidos (Bejan, 2004). Essa transferência de calor pode ser definida como a transferência de energia devido ao movimento global do fluido (advecção) e ao movimento molecular do fluido (difusão) e ocorre na interação entre um fluido em movimento e uma superfície. Sua classificação quanto ao mecanismo motriz do escoamento pode ser dividida em convecção natural, convecção forçada e convecção mista (Incropera *et al.*, 2008).

Na convecção natural, o movimento do fluido ocorre em decorrência de variações de massa específica induzidas por diferenças de temperatura, as quais, sob a ação da gravidade, geram forças de empuxo. Assim, regiões aquecidas tendem a ascender, enquanto regiões resfriadas tendem a se deslocar para baixo, estabelecendo um movimento convectivo. Esse movimento espontâneo do fluido é o responsável pelo processo de transferência de calor por convecção natural. (Incropera *et al.*, 2008).

Na convecção forçada, o movimento do fluido ocorre devido forças externas. Com esse movimento forçado, a troca térmica entre a superfície e o fluido é intensificada, aumentando a taxa de transferência de calor em relação a convecção natural (Incropera *et al.*, 2008).

A convecção mista ocorre quando há a presença de convecção natural e forçada no sistema.

Independente da forma de transferência de calor por convecção, ela é regida pelas leis da termodinâmica e pelos princípios da hidrodinâmica, e sua taxa de transferência de calor é descrita pela lei de resfriamento de Newton, que é dada por:

$$q = hA(T_f - T_s) \tag{2.1}$$

onde q é a taxa de transferência de calor [W], h é o coeficiente de transferência de calor [$W.m^{-2}.K^{-1}$], A é a área da superfície de calor [m^2], T_f é a temperatura do fluido e T_S é a temperatura da superfície [K].

Vale destacar que a Equação (2.1) é empregada para escoamentos externos sobre uma superfície (placa plana, obstáculo e cilindro). Para escoamentos internos, se usa uma temperatura média para o fluido na região desenvolvida da camada limite, e para feixes de tubos se usa uma média logarítmica de diferenças de temperaturas.

Com o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção, é possível determinar um importante número adimensional, o número de Nusselt (Nu), que relaciona a transferência de calor por convecção com a transferência de calor por difusão, e determinado por:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \tag{2.2}$$

onde D é o comprimento característico [m], no caso, o diâmetro do cilindro e k é a condutividade térmica do fluido [$W.m^{-1}.K^{-1}$].

Usados para definir e classificar os escoamentos por convecção forçada, o parâmetro adimensional número de Reynolds (Re) é utilizado para a determinação do regime de escoamento do fluido, que pode ser dividido em três condições: regime laminar, regime de transição e regime turbulento e o número adimensional de Prandtl (Pr), aproxima a viscosidade cinemática com a difusidade térmica do fluido. O número de Reynolds é definido como:

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} \tag{2.3}$$

onde ρ é a massa específica do fluido [$kg.m^{-3}$] e V é a velocidade do fluido [$m.s^{-2}$].

Utilizando o número adimensional de Prandtl (Pr), através do princípio da similaridade, é possível utilizar fluidos genéricos em simulações numéricas, com suas constantes ajustadas para coincidir o número de Prandtl com o fluido que se deseja analisar, já que ambos os fluidos terão o mesmo comportamento, mesmo com calor específico e condutividade térmica diferentes. O número de Prandtl é dado por:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \mu}{k} \tag{2.4}$$

onde ν é a viscosidade cinemática [$m^2.s^{-1}$], α é a difusividade do fluido [$m^2.s^{-1}$], c_p é o calor específico do fluido [$J.kg^{-1}.K^{-1}$] e μ é a viscosidade dinâmica do fluido [$N.m^{-1}.s^{-1}$].

2.2 Camada limite fluidodinâmica

Com o movimento de um fluido sobre uma superfície qualquer, há o desenvolvimento de uma camada limite, com um perfil de velocidade do fluido indo de nulo (na região em contato com a superfície) a uma velocidade finita relacionada ao escoamento, onde a superfície não influência no escoamento. Esse perfil de velocidade do fluido (Figura 2.1) é definida como a camada limite fluidodinâmica.

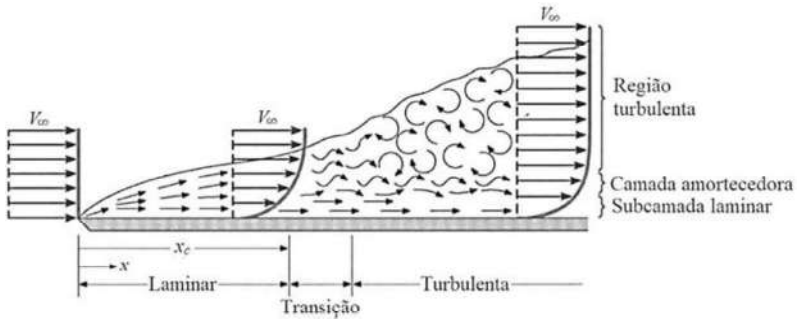


Figura 2.1. Desenvolvimento da camada limite fluidodinâmica sobre uma placa plana (Incropera *et al.*, 2008).

O perfil de velocidades da camada limite se refere a maneira que a velocidade do fluido varia com a distância em y da placa (Incropera et al., 2008). Em geral, convenciona-se que a espessura da camada limite, dada pela grandeza δ, é definida como o valor de y para o qual $u = 0{,}99u_\infty$.

2.3 Camada limite térmica

Além da camada limite fluidodinâmica, que se forma com o movimento do fluido, se forma uma camada limite térmica (Figura 2.2), quando há diferenças de temperaturas entre a superfície e o fluido. O perfil de temperatura varia entre a temperatura aquecida da superfície e a temperatura da corrente livre, sendo a espessura da camada limite definida como o valor de y no qual a razão $[(T_S - T)/(T_S - T_\infty)] = 0{,}99$.

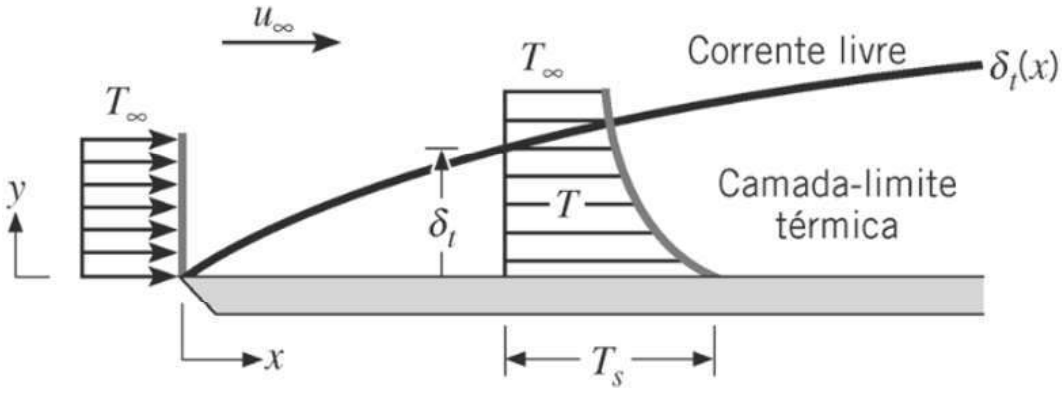


Figura 2.2. Desenvolvimento da camada limite térmica sobre uma placa plana. (Incropera *et al.*, 2008)

2.4 Análise fluidodinâmica

Para um escoamento externo sobre um cilindro (Figura 2.3), quando a viscosidade dinâmica do fluido é elevada — ou, equivalentemente, quando o número de Reynolds é baixo — estabelece-se um padrão de escoamento laminar, estável e aproximadamente simétrico em relação ao eixo do cilindro. Nessas condições, o fluido escoa suavemente ao

redor da superfície, sem ocorrência de separação significativa da camada limite ou formação de vórtices, caracterizando um regime dominado pela alta difusão viscosa. À medida que o número de Reynolds se aproxima da unidade, a simetria entre montante e jusante é perdida, com a faixa entre $5<Re<40$ formando vórtices estacionários na parte traseira do cilindro. Por volta de $Re \sim 100$ os vórtices começam a se desprender da parte traseira do cilindro de maneira regular e periódica. Baixos níveis de turbulência começam a surgir em $Re \sim 400$, ainda assim, a periodicidade do desprendimento de vórtices permanece bastante robusta. Eventualmente, para valores altos de Re, digamos em torno de 10.000, a turbulência se espalha para fora dos vórtices e obtém-se uma esteira completamente turbulenta. No entanto, mesmo dentro dessa esteira, ainda é possível detectar o desprendimento coerente de vórtices (Davidson, 2004).

Um fluido pode exercer forças e momentos sobre um corpo em várias direções. A força que um fluido em movimento exerce sobre um corpo na direção do escoamento é chamada de arrasto. A força de arrasto é devido aos efeitos combinados da pressão e das forças de cisalhamento na parede, na direção do escoamento.

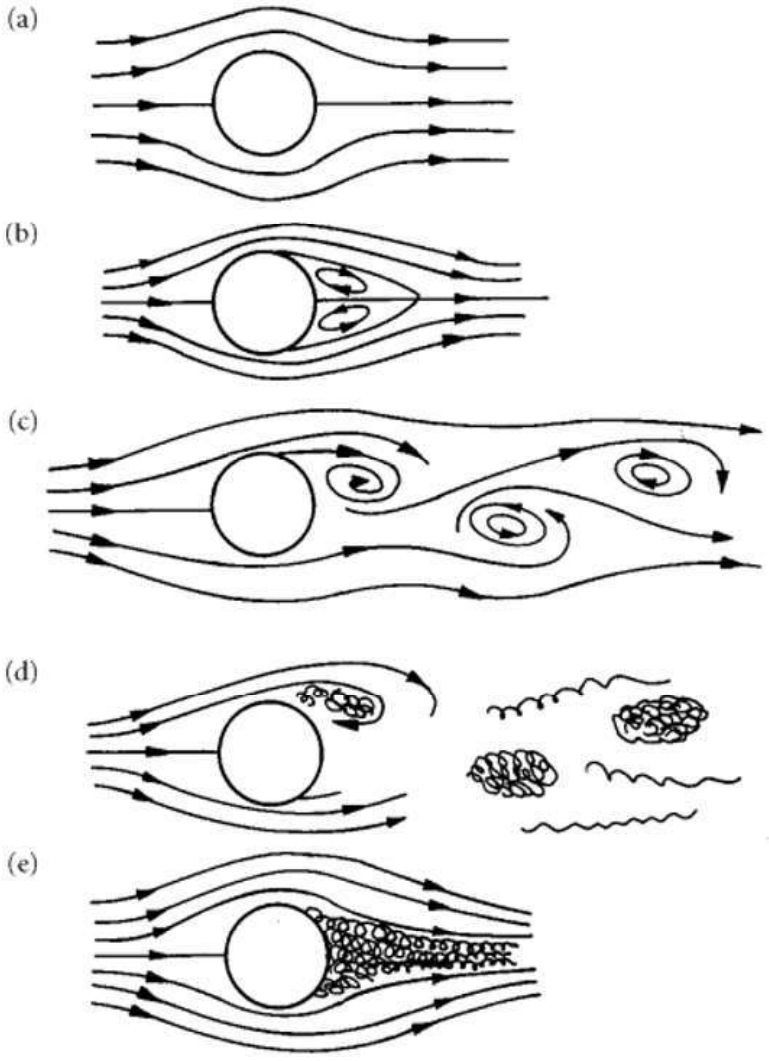


Figura 2.3. Escoamento sobre um cilindro: (a) $Re < 1$; (b) $5 < Re < 40$; (c) $100 < Re < 200$; (d) $Re \sim 10^4$; (e) $Re \sim 10^6$. (Davidson, 2004)

As forças de arrasto dependem da massa específica do fluido (ρ), da velocidade a montante (V_∞) e do tamanho, forma e orientação do corpo, além disso, não é prático listar essas forças para uma variedade de situações. Em vez disso, considera-se conveniente trabalhar com números adimensionais apropriados que representam as características de arrasto do corpo (Çengel & Cimbala, 2007). Esse número é o coeficiente de arrasto e é definido como:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 A} \tag{2.5}$$

onde F_D é a força de arrasto [N], U_∞ é a velocidade do escoamento [m/s] e a A é a área da seção transversal [m^2].

2.5 Abordagem da turbulência

Quase todos os escoamentos encontrados no cotidiano são turbulentos. Para que um escoamento seja considerado turbulento, um dos fatores é possuir um alto valor para o número de Reynolds, além de certas características, como serem irregulares e caóticos, altamente dissipativo e difusivo e sempre serem tridimensionais e rotativos (Davidson, 2004).

A turbulência causa o aparecimento de vórtices com uma ampla gama de escalas de comprimento e tempo, que interagem de maneira dinamicamente complexa (Davidson, 2004; Pope, 2008; Fox *et al.*, 2006). Para promover a aplicação da turbulência em problemas de engenharia, foram desenvolvidos diversos métodos numéricos que capturam os efeitos da turbulência. Eles podem ser divididos em 3 categorias: DNS (do inglês: *Direct Numerical Simulation*), LES (do inglês: *Large Eddy Simulation*) e RANS (do inglês: *Reynolds Averaged Navier-Stokes*), como descrito por Pope (2008) e Wilcox (2002). O Capítulo 3, intitulado Modelagem Matemática, apresenta de forma detalhada o modelo de turbulência adotado neste estudo, assim como sua formulação matemática. A seguir, é feita uma breve exposição das principais abordagens fluidodinâmicas aplicadas. É importante destacar que a ordem de exposição reflete o custo computacional de cada modelagem (do mais alto ao mais baixo), e não a sequência histórica de seu desenvolvimento.

2.5.1 Modelo DNS (*Direct Numerical Simulation*)

Nesse método de simulação, as equações instáveis de Navier-Stokes são resolvidas em grades espaciais suficientemente finas, resolvendo as escalas de comprimento de Kolmogorov, e com etapas de tempo pequenas para resolver as flutuações mais rápidas. Esse tipo de método computacional exige um grande esforço computacional, não sendo usual para aplicação industrial (Kasagi & Iida, 1999).

2.5.2 Modelo LES (*Large Eddy Simulation*)

O método de simulação de grandes escalas utiliza uma operação de filtragem espacial para separar os vórtices maiores dos menores. O método começa com a seleção de uma função de filtragem e de uma largura de corte, com o objetivo de resolver todos os vórtices com escalas de comprimento maior que a escala de corte.

Na etapa seguinte, a operação de filtragem espacial é aplicada as equações de escoamento dependentes do tempo. Durante essa filtragem, as informações referentes aos vórtices menores são perdidas. Essa perda de informação, juntamente com os efeitos da interação entre os vórtices maiores e menores, dá origem as tensões de sub-malha. Os efeitos dessas tensões devem ser descritos por meio de um modelo de tensões de sub-malha.

Por empregar um processo de filtragem e um modelo de sub-malha, essa modelagem é altamente sensível à qualidade da malha, o que dificulta sua geração, especialmente nas regiões próximas às paredes, que exigem um refinamento elevado. Isso reforça as altas exigências computacionais do modelo (Lesieur *et al.*, 2005; Saugat, 2006)

2.5.3 Modelo RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*)

No modelo RANS, as equações de Navier-Stokes são resolvidas para um campo médio no tempo. Termos adicionais são acrescentadas nas equações, pois a operação de média temporal aplicada às equações de quantidade de movimento elimina todos os detalhes contidos nas flutuações instantâneas do escoamento. Esses termos são modelados a partir de modelos clássicos de turbulência, tais como o modelo κ-ω, o modelo κ-ε, entre outros (Wilcox, 2002).

A abordagem RANS modela todo o escoamento, ao passo que LES modela apenas as pequenas escalas. Essa diferença faz com que os modelos RANS sejam menos universais que a abordagem LES. Por outro lado, o esforço computacional do RANS é muito menor do que o requerido com LES (Versteeg & Malalasekera, 2007).

2.6 Método dos Volumes Finitos

A ferramenta numérica é adequada e confiável quando se está de posse de um método numérico que resolva corretamente as equações diferenciais, e de um modelo matemático que represente com fidelidade o fenômeno físico do problema (Maliska, 2004).

Este trabalho utiliza o software comercial Ansys Fluent, que emprega como método numérico o Método dos Volumes Finitos, no qual as equações aproximadas são obtidas através de balanços da conservação das propriedades envolvidas no volume elementar. As equações aproximadas são obtidas a partir da realização de balanços das propriedades em questão nos volumes elementares, ou a partir da equação diferencial na forma conservativa, integrada sobre o volume elementar, no tempo e no espaço.

A Figura 2.4 ilustra um volume elementar bidimensional, com os pontos cardeais sendo representados por letras minúsculas, para discretizar numericamente o volume de controle. A partir do volume de controle, se representa a equação do balanço de massa no volume, em regime permanente, dada por:

$$\dot{m}_e - \dot{m}_w + \dot{m}_n - \dot{m}_s = 0 \tag{2.6}$$

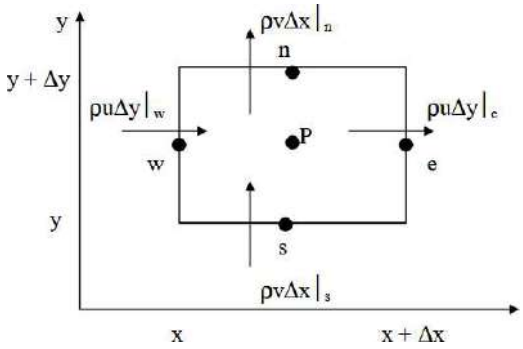


Figura 2.4. Balanço de massa no volume finito. (Maliska, 2004)

2.6.1 Tratamento dos termos advectivos

As funções de interpolação são usadas para calcular o valor das variáveis nas faces do volume de controle. A interpolação é feita em função do valor armazenado no centro do volume de controle. No fenômeno de difusão, as funções de interpolação usadas nos termos difusivos são lineares (diferenças centrais), enquanto que em problemas de convecção dominante, a abordagem por diferenças centrais gera, geralmente, soluções não realísticas por serem esquemas não-dissipativos, enquanto os esquemas *upwind* (UDS), produzem soluções mais realísticas, mas suavizam altos gradientes.

Considerando um volume elementar unidimensional, mostrado na Figura 2.5, tem-se a equação da propriedade φ de um problema de convecção/difusão unidimensional:

$$\rho u\phi\,|_e - \rho u\phi\,|_w = \Gamma^{\phi}\frac{\partial \phi}{\partial x}\Big|_e - \Gamma^{\phi}\frac{\partial \phi}{\partial x}\Big|_w \tag{2.7}$$

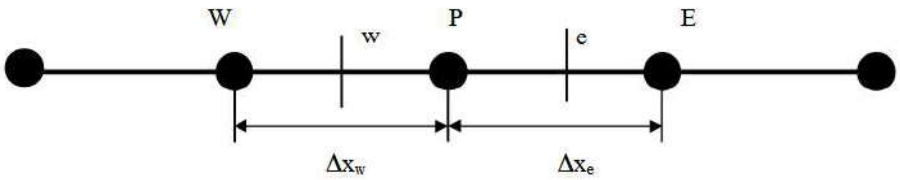


Figura 2.5. Discretização unidimensional. (Maliska, 2004)

O esquema de diferenças centrais considera que as faces do volume estejam situadas no meio da distância entre os pontos nodais, então tem-se:

$$\phi_e = \frac{\phi_E + \phi_P}{2}; \phi_w = \frac{\phi_W + \phi_P}{2} \tag{2.8}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial x}\Big|_e = \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x_e}; \frac{\partial \phi}{\partial x}\Big|_w = \frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x_w} \tag{2.9}$$

O esquema *upwind* garante que os coeficientes das equações discretizadas sejam sempre positivas, pois leva em consideração a direção do escoamento, então:

$$\phi_w = \phi_W; \phi_e = \phi_P : u > 0 \tag{2.10}$$

$$\phi_w = \phi_P; \phi_e = \phi_E : u < 0 \tag{2.12}$$

O presente trabalho utiliza o esquema *upwind* de 2ª ordem para o tratamento dos termos advectivos das equações de conservação, com o intuito de reduzir o amortecimento numérico.

2.6.2 Acoplamento pressão-velocidade: Método SIMPLE (*Simple-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*)

A variável φ (podendo ser temperatura, velocidade, pressão) depende da magnitude e direção do campo de velocidade, que geralmente não é conhecido e deve ser determinado, com prioridade ou simultaneamente, com o campo de temperaturas.

Nas equações de transporte, cada componente de velocidade deve satisfazer também a equação de conservação de massa. A resolução dos conjuntos de equações apresenta dois novos problemas: Os termos convectivos das equações de quantidade de movimento contêm quantidades não-lineares e as três equações (em casos tridimensionais) estão intrinsicamente acopladas, pois cada componente aparece em todas as equações de conservação (Versteeg & Malalasekera, 2007).

Em escoamentos incompressíveis, a massa específica é conhecida e constante, portanto, não está ligada a pressão. Sendo assim, o acoplamento entre pressão e velocidade surge como uma restrição a solução do escoamento.

Os problemas referentes as não-linearidades das equações e ao acoplamento entre pressão e velocidade podem ser resolvidas com estratégias iterativas, tais como o algoritmo SIMPLE (*Simple-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) desenvolvido por Patankar e Spalding (1972).

No algoritmo SIMPLE, as componentes de velocidade e pressão são estimadas com o intuito de resolver as equações de conservação, junto com uma correlação de pressão, deduzida a partir da equação de conservação de massa, que é utilizada para obter uma correção para o campo de pressão, que por sua vez é usado para atualizar os campos de pressão e velocidade.

Para começar as iterações das equações, é estimado um campo de velocidade e pressão inicial. Conforme há um avanço na solução das iterações, a estimativa dos campos de velocidade e pressão são melhoradas, sendo que o processo segue até que atinja uma convergência.

O algoritmo básico do método SIMPLE é visto a seguir.

1. Definir as condições de contorno;
2. Estimar um campo arbitrário para u^*, v^*, p^* e φ^* (no presente trabalho é a temperatura);
3. Solucionar as equações discretivadas para as velocidades;

$$a_{i,j}u^*_{i,j} = \sum a_{nb}u^*_{nb} + \left(p^*_{i-1,j} - p^*_{i,j}\right)A_{i,j} + b_{i,j} \tag{2.12}$$

$$a_{i,j}v^*_{i,j} = \sum a_{nb}v^*_{nb} + \left(p^*_{i,j-1} - p^*_{i,j}\right)A_{i,j} + b_{i,j} \tag{2.13}$$

4. Resolver a correlação de pressão p';

$$a_{i,j}p'_{i,j} = a_{i-1,j}p'_{i-1,j} + a_{i+1,j}p'_{i+1,j} + a_{i,j-1}p'_{i,j-1} + a_{i,j+1}p'_{i,j+1} + b'_{i,j} \tag{2.14}$$

5. Corrigir pressão e velocidades;

$$p_{i,j} = p^*_{i,j} + p'_{i,j} \tag{2.15}$$

$$u_{i,j} = u^*_{i,j} + d_{i,j}\left(p'_{i-1,j} - p'_{i,j}\right) \tag{2.16}$$

$$v_{i,j} = v^*_{i,j} + d_{i,j}\left(p'_{i,j-1} - p'_{i,j}\right) \tag{2.17}$$

6. Resolver as demais equações de transporte discretizadas;

$$a_{i,j}\phi_{i,j} = a_{i-1,j}\phi_{i-1,j} + a_{i+1,j}\phi_{i+1,j} + a_{i,j-1}\phi_{i,j-1} + a_{i,j+1}\phi_{i,j+1} + b'_{\phi i,j} \tag{2.18}$$

Se convergir, PARAR, caso contrário corrigir os campos aproximados e retornar para etapa 3.

$$p^* = p\ ;\ u^* = u\ ;\ v^* = v\ ;\ \phi^* = \phi \tag{2.19}$$

2.7 Método Design Construtal

O método Design Construtal é baseado na Teoria Cconstrutal, que é uma forma de compreender como as estruturas de escoamentos presentes na natureza surgem e evoluem. Essas configurações podem ser explicadas por um princípio evolutivo segundo o qual os sistemas tendem, ao longo do tempo, a aumentar o acesso ao fluxo que transportam (Bejan e Lorente, 2008). Esse princípio é denominado de Lei Construtal e é enunciada como:

"Para que um sistema de escoamento de tamanho finito persista no tempo, sua configuração deve mudar ao longo do tempo de modo a proporcionar acesso cada vez mais fácil aos sus fluxos (fluído, energia, etc)." (Bejan, 1997; Bejan e Lorente, 2004)

Nessa perspectiva, o Design Construtal consiste em determinar, a partir de restrições físicas impostas ao problema e dos parâmetros de desempenho relevantes, a geometria que proporciona o melhor acesso ao escoamento global, reduzindo resistências térmicas, fluidodinâmicas ou outras formas de resistência ao transporte (Bejan e Lorente, 2011).

Trata-se de uma metodologia baseada em princípios, na qual a forma não é escolhida arbitrariamente ou obtida por tentativa e erro, mas emerge como resultado necessário das condições impostas ao sistema (Bejan, 2000). O Design Construtal busca identificar e variar graus de liberdade geométricos disponíveis (como dimensões, espaçamentos, proporções ou posições relativas) de modo a otimizar o desempenho global dentro das restrições de área, volume, material, número de elementos ou requisitos funcionais(Bejan e Lorente, 2008).

Para a aplicação do método Design Construtal, pode-se utilizar um método passo a passo, que envolve as seguintes etapas (Dos Santos *et al.*, 2017):

1. Descrição de fluxo/escoamento: Definição do domínio do sistema, definição das restrições (físicas, geométricas e tecnológicas), definição das variáveis geométricas e, por consequência, dos graus de liberdade;
2. Identificação do fluxo/escoamento e objetivos: Definição dos indicadores de performance do sistema, ou seja, a forma de facilitar o acesso no sistema;
3. Identificação da metodologia e parâmetros para solução do problema físico: Definição do uso de análise analítica, numérica, e experimental para solução do problema físico, definição dos parâmetros físicos (número de Reynolds, Prandtl) a serem empregados nos casos estudados;
4. Definição da metodologia de varredura do espaço de busca: Definição sobre otimização ou avaliação geométrica do problema, definição do número de casos a ser simulado;

5. Avaliação do primeiro grau de liberdade (DOF, do inglês, *Degree of Freedom*): Avaliar o efeito do primeiro grau de liberdade sobre os indicadores de performance do sistema;
6. Avaliação dos demais graus de liberdade: Avaliar o efeito do segundo grau de liberdade sobre o indicador de performance maximizado ou minimizado, e o primeiro DOF ótimo correspondente. Avaliar o efeito dos demais graus de liberdade sobre o desempenho e melhores geometrias do sistema.

Ao seguir esse método passo a passo, o Design Construtal pode ser utilizado para a melhoria do fluxo e do desempenho dos sistemas projetados (Bejan, 2000). Vale ressaltar que o método Design Construtal não é um método de otimização geométrica, e sim de avaliação geométrica (Gonzales *et al.*, 2021; Bejan, 2015). Para um estudo de otimização, deve-se empregar algum método específico em conjunto com o Design Construtal, como busca exaustiva, programação quadrática sequencial, algoritmos genéricos, método de recozimento simulado, método de evolução diferencial e outras técnicas de inteligência computacional.

Em resumo, o Design Construtal fornece uma estrutura conceitual para gerar geometrias que melhor atendem ao propósito do sistema, integrando as leis da termodinâmica, dos fenômenos de transporte e da evolução das formas. Assim, a forma ótima surge como consequência da necessidade de maximizar o acesso ao fluxo sob condições físicas e construtivas impostas (Bejan, 2016).

3| Modelagem Matemática

Neste capítulo é descrito o problema estudado, bem como o seu domínio computacional, a metodologia de investigação geométrica e também as hipóteses adotadas nas equações que modelam matematicamente este problema físico.

3.1 Descrição do problema

Para o problema deste estudo, tratou-se de um escoamento em regime turbulento, incompressível com transferência de calor por convecção forçada, que passa por um feixe de 5 fileiras de tubos arranjadas de maneira escalonada, conforme visto na Figura 3.1. Este escoamento é causado pela imposição de um perfil de velocidade e temperatura constante na entrada do domínio, sendo U_∞ = 10 m/s e T_∞ = 300 K, com uma intensidade de turbulência de 5% e um diâmetro hidráulico de 25 mm. O feixe de tubos está aquecido a uma temperatura T_S = 363 K, sendo a diferença de temperatura entre o feixe de tubos e o escoamento responsável pela transferência de calor por convecção forçada. As seguintes propriedades constantes foram definidas, a fim de obter um número de Reynolds de 5500 e um número de Prandtl de 0,71: calor específico c_P = 156,2 J.kg^{-1}.K^{-1}; viscosidade dinâmica μ = 4,5454×10^{-5} kg.m^{-1}.s^{-1}; massa específica ρ = 1,0 kg/m^3 e condutividade térmica k = 0,01 W.m^{-1}K^{-1}. A condição de simetria é imposta nas faces norte e sul (gradientes de temperatura e velocidade em y nulos) e na saída do domínio pressão atmosférica absoluta (101,325 kPa) e gradiente de temperatura nulo na direção do escoamento. O formato e as características do escoamento (número de Reynolds e número de Prandtl) foram definitos para se adequar ao proposto por Elmekawy *et al.* (2021).

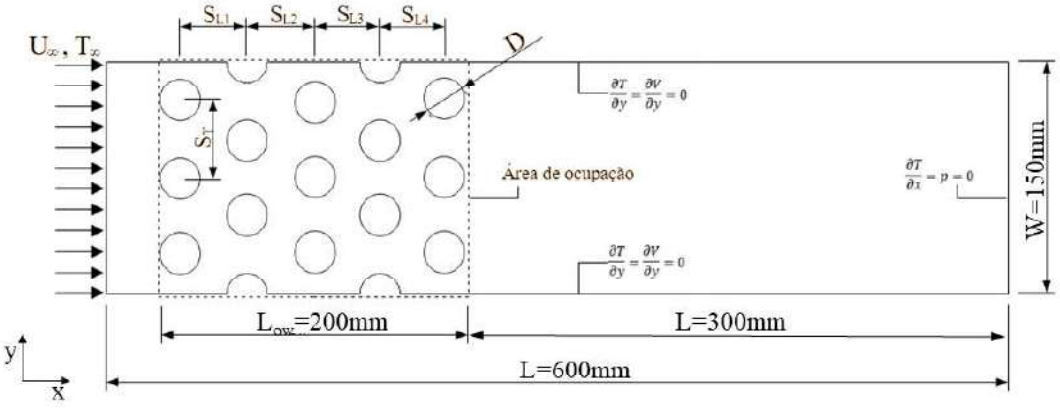


Figura 3.1. Domínio computacional utilizado nas simulações do presente trabalho.

3.2 Metodologia

Para o estudo da influência do formato do arranjo de feixe de tubos realizado nesse estudo, foram utilizados as etapas do método Design Construtal (Bejan & Lorente, 2008), seguidos por uma busca exaustiva com a finalidade de maximizar o número de Nusselt e minimizar o coeficiente de arrasto. Como restrições do problema tem-se:

1) todos os cilindros são iguais, de diâmetro D = 25 mm, com a área ocupada por todos os cilindros sendo a mesma em todos os casos simulados iguais a $A_t = A_{c1} + A_{c2} + \cdots + A_{cn}$;
2) a área de ocupação do arranjo de tubos é definida como $A_O = W \times L_{ow} = 48D^2$;
3) o domínio foi fixado em $W = 6D$ e $L = 24D$;
4) o somatório dos passos longitudinais com o diâmetro não pode exceder o comprimento da área de ocupação ($S_{L1} + S_{L2} + S_{L3} + S_{L4} + D < L_{ow}$);
5) o passo transversal é constante e igual em todos os casos simulados;
6) A razão do passo longitudinal entre a quarta e quinta fileira sobre o diâmetro (S_{L4}/D) tem que ser maior que 1;
7) A primeira fileira de tubos está posicionada no extremo esquerdo da área de ocupação e a última fileira está posicionada no extremo direito da área de ocupação, e se mantem fixas em todas as simulações.

Os três graus de liberdade do problema são: S_{L1}/D (razão do passo longitudinal entre a primeira fileira e a segunda fileira de cilindros e o diâmetro do mesmo), S_{L2}/D (razão do passo longitudinal entre a segunda fileira e a terceira fileira de cilindros e o diâmetro do mesmo) e S_{L3}/D (razão do passo longitudinal entre a terceira fileira e a quarta fileira de cilindros e o diâmetro do mesmo).

O procedimento de otimização, aplicando o método Design Construtal e a busca exaustiva, foi realizado em três etapas, como mostrado na Figura 3.2.

Na etapa 1, variou-se o grau de liberdade S_{L1}/D, mantendo S_{L2}/D e S_{L3}/D constante. A geometria que possuir um maior número de Nusselt ($Nu_{D,m}$) será considerada uma vez otimizada, $(S_{L1}/D)_o$. Na segunda etapa, o mesmo processo da etapa 1 é realizado para diferentes valores de S_{L2}/D, mantendo S_{L3}/D constante. A geometria que possuir um maior número de Nusselt ($Nu_{D,2m}$) será considerada com a razão S_{L2}/D uma vez otimizada, $(S_{L2}/D)_o$, e com a razão S_{L1}/D duas vezes otimizada, $(S_{L1}/D)_{2o}$. Na última etapa, é repetido os processos das etapas anteriores para diferentes valores de S_{L3}/D. A geometria que possuir um maior número de Nusselt ($Nu_{D,3m}$) será considerada com a razão S_{L3}/D uma vez otimizada, $(S_{L3}/D)_o$, com a razão S_{L2}/D_o duas vezes otimizada, $(S_{L2}/D)_{2o}$, e com a razão S_{L1}/D três vezes otimizada, $(S_{L1}/D)_{3o}$. O mesmo processo foi realizado para a análise fluidodinâmica, com o intuído de determinar o menor coeficiente de arrasto ($C_{D,3m}$) e suas

geometrias ótimas. Foram utilizados os seguintes valores para as razões S_{L1}/D, S_{L2}/D e S_{L3}/D: 1,125; 1,25; 1,5; 2,0 e 3,0, sendo esses passos valores comerciais encontrados em projetos térmicos reais e usados na literatura para análise de feixes de tubos com passos longitudinais constantes. A investigação geometria foi realizada a partir da simulação de 91 casos variando entre 8 a 14 horas cada.

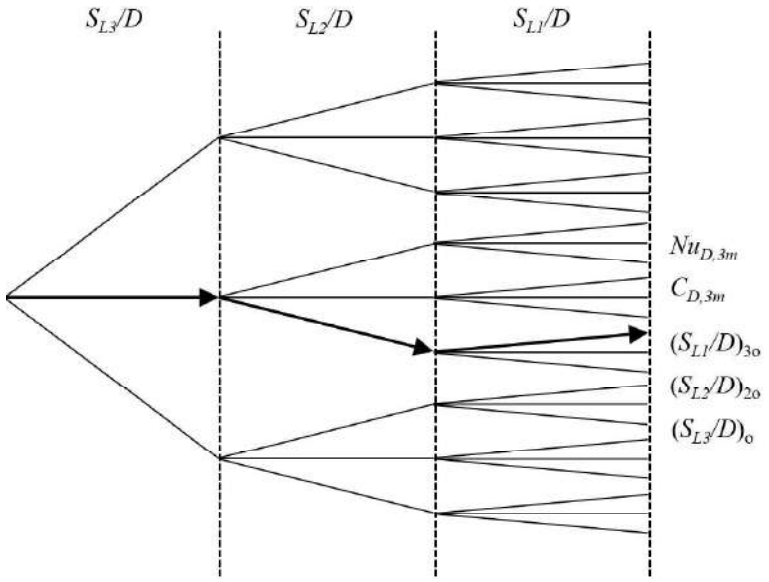


Figura 3.2. Diagrama ilustrando o processo de avaliação da geometria do arranjo.

3.3 Equações governantes da convecção forçada

As equações que descrevem matematicamente o escoamento de um fluido newtoniano, bidimensional, transiente e não isotérmico de um escoamento incompressível são as equações diferenciais de conservação de massa, balanço da quantidade de movimento linear e conservação de energia, conforme explicado por Bejan (2004). As equações seguintes foram adaptadas dos trabalhos de Elmekawy *et al.* (2021), Mangrulkar *et al.* (2017) e Mangrulkar *et al.* (2020), onde foram apresentadas as equações após aplicação do processo de média temporal.

A equação de conservação de massa média no tempo desse estudo é dada por:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \tag{3.1}$$

A equação do balanço da quantidade de movimento média no tempo em x é dada por:

$$\rho\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u}\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v}\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}\right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + (\mu + \mu_t)\left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2}\right) \tag{3.2}$$

A equação do balanço da quantidade de movimento média no tempo em y é dada por:

$$\rho\left(\frac{\partial\bar{v}}{\partial t}+\bar{u}\frac{\partial\bar{v}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial\bar{v}}{\partial y}\right)=-\frac{\partial\bar{p}}{\partial y}+(\mu+\mu_t)\left(\frac{\partial^2\bar{v}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\bar{v}}{\partial y^2}\right) \tag{3.3}$$

A equação de conservação de energia média no tempo é dada por:

$$\frac{\partial\bar{T}}{\partial t}+\bar{u}\frac{\partial\bar{T}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial\bar{T}}{\partial y}=(\alpha+\alpha_t)\left(\frac{\partial^2\bar{T}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\bar{T}}{\partial y^2}\right) \tag{3.4}$$

onde ρ é massa específica do fluido [kg/m^3], x representa a coordenada cartesiana espacial no eixo x [m], u representa a velocidade na direção do eixo x [m/s], y representa a coordenada cartesiana espacial no eixo y [m], v representa a velocidade na direção do eixo y [m/s], p representa a pressão [N/m^2], μ representa a viscosidade dinâmica [Pa.s], μ_t representa a viscosidade turbulenta [Pa.s], α é a difusividade térmica do fluido [m^2/s], α_t é a difusividade turbulenta do fluido [m^2/s] e T representa a temperatura do fluido [K].

As viscosidades e difusividades turbulentas, referidas ao método κ-ω SST, são dadas pelas seguintes equações, respectivamente:

$$\mu_t=\frac{\rho\alpha_1 k}{max(\alpha_1\omega, SF_2)} \tag{3.5}$$

$$\alpha_t=\frac{\mu_t}{Pr_t} \tag{3.6}$$

onde α_1 = 5/9, k é a condutividade térmica do fluido [W/m.K], ω é a taxa de dissipação específica [s^{-1}], S é a magnitude da taxa de deformação, F_2 é uma relação entre variáveis e constantes do modelo de turbulência SST κ-ω, que limita a viscosidade turbulenta dentro da espessura da camada limite, com Pr_t sendo o número de Prandtl turbulento.

3.4 Equações de fechamento da turbulência

No presente trabalho é utilizado o modelo de turbulência *transition* SST, composto por outras duas equações de transporte acopladas ao SST κ-ω (Menter *et al.*, 1994). O modelo original κ-ω formulado por Wilcox (1988), sofreu duas modificações, sendo a primeira o acréscimo de uma função de combinação que mantém a formulação κ-ω na região próxima a parede e altera para formulação κ-ε (Launder e Spalding, 1974) medida que alcança a região de corrente livre fora da camada limite (Teixeira *et al.,* 2018). A segunda alteração foi a inclusão do transporte da tensão de cisalhamento turbulento (SST) a partir da modificação da definição de viscosidade turbulenta (Menter *et al.*, 2003). As duas equações de transporte acopladas ao modelo SST κ-ω são para prever a

intermitência e para os critérios de início de transição, devido a isso ambos os escoamentos laminar e turbulento, e sua transição, podem ser simulados (Nemati *et al.*, 2020).

A equação para a energia cinética turbulenta é dada por (Wilcox, 2002):

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + \frac{\partial \left(\tilde{u}_j \kappa\right)}{\partial x_i} = \tilde{P}_k - \frac{\kappa^{\frac{3}{2}}}{L_t} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \sigma_k \mu_t\right)\frac{\partial \kappa}{\partial x_i}\right] \tag{3.7}$$

A taxa de dissipação específica (Wilcox, 2002) é dada pela Equação (3.8).

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial (u_i \omega)}{\partial x_i} = \left(\frac{\alpha}{\mu_t}\right)\tilde{P}_k - \beta\omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \sigma_\omega \mu_t\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] + \\ +2(1 - F_1)\frac{\sigma_{\omega 2}}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_i}\frac{\partial \omega}{\partial x_i} \tag{3.8}$$

onde: κ é a energia cinética turbulenta, $\tilde{P}_\kappa$ é uma função limitadora que previne a geração de turbulência em regiões de estagnação, ω é a taxa de dissipação específica, β=0,09, σ_k=0,85, σ_ω=0,5, $\sigma_{\omega 2}$=0,856 e F_1 e F_2 são funções de combinações entre variáveis e constantes definidas por:

$$F_1 = tanh\left\{\left\{min\left[max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta\omega y}, \frac{500v}{y^2\omega}\right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}y^2}\right]\right\}^4\right\} \tag{3.9}$$

$$F_2 = tanh\left[\left[max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta\omega y}, \frac{500v}{y^2\omega}\right)\right]^2\right] \tag{3.10}$$

A função de intermitência, conforme Menter *et al.* (2006), complementado posteriormente por Langtry & Menter (2009), é usada para acionar a transição localmente através do acoplamento com o modelo de turbulência baseado em κ-ε SST. Serve para conectar o conceito de geração de energia cinética turbulenta após o ponto de transição. Além disso, a equação de intermitência foi adaptada para contemplar a rápida ocorrência da transição devido à separação da camada limite laminar e é dada por:

$$\frac{\partial(\rho\gamma)}{\partial t} + \frac{\partial\left(\rho U_j \gamma\right)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_f}\right)\frac{\partial \gamma}{\partial x_j}\right] \tag{3.11}$$

onde $P_{\gamma 1}$ e $E_{\gamma 1}$ são fontes de transição, $P_{\gamma 2}$ e $E_{\gamma 2}$ são fontes de relaminarização, γ é a intermitência e σ_f=1.0.

No modelo *transition* SST, além da função de intermitência, uma segunda equação de transporte é acrescentada em termos do número de Reynolds na espessura da camada limite fluidodinâmica. Isso é essencial para compreender a influência não local da turbulência, que varia devido à dissipação da energia cinética turbulenta no escoamento

livre, além de mudanças na velocidade do fluxo livre fora da camada limite. A espessura da camada limite fluidodinâmica termos do número de Reynolds é dada por:

$$\frac{\partial(\rho\widetilde{Re}_{\theta t})}{\partial t}+\frac{\partial(\rho U_j\widetilde{Re}_{\theta t})}{\partial x_j}=P_{\theta t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\sigma_{\theta t}(\mu+\mu_t)\frac{\partial\widetilde{Re}_{\theta t}}{\partial x_j}\right] \tag{3.12}$$

onde $Re_{\theta t}$ é o número de Reynolds na espessura da camada limite fluidodinâmica, $P_{\theta t}$ é um termo fonte projetado para forçar o escalar transportado ($\widetilde{\mathrm{Re}}_{\theta t}$) a coincidir com o valor local de $\mathrm{Re}_{\theta t}$ calculado a partir de uma correlação empírica fora da camada limite e $\sigma_{\theta t}$=10.0.

A condição de contorno para $Re_{\theta t}$ na parede é fluxo zero, enquanto a condição de contorno na entrada é calculada a partir de uma correlação empírica baseada na intensidade de turbulência e no diâmetro hidráulico (Langtry e Menter, 2005), definidos na sessão 3.1.

4| Modelagem Numérica

O *software* de código aberto *Gmsh* (Geuzaine e Remacle, 2009) versão 4.11.1 foi utilizado para construção da geometria e malhas. Na região dos cilindros, foi utilizado um maior refinamento perto da parede, através de uma malha estruturada, enquanto nas demais regiões houve uma menor quantidade de células, conforme mostrado na Figura 4.1.

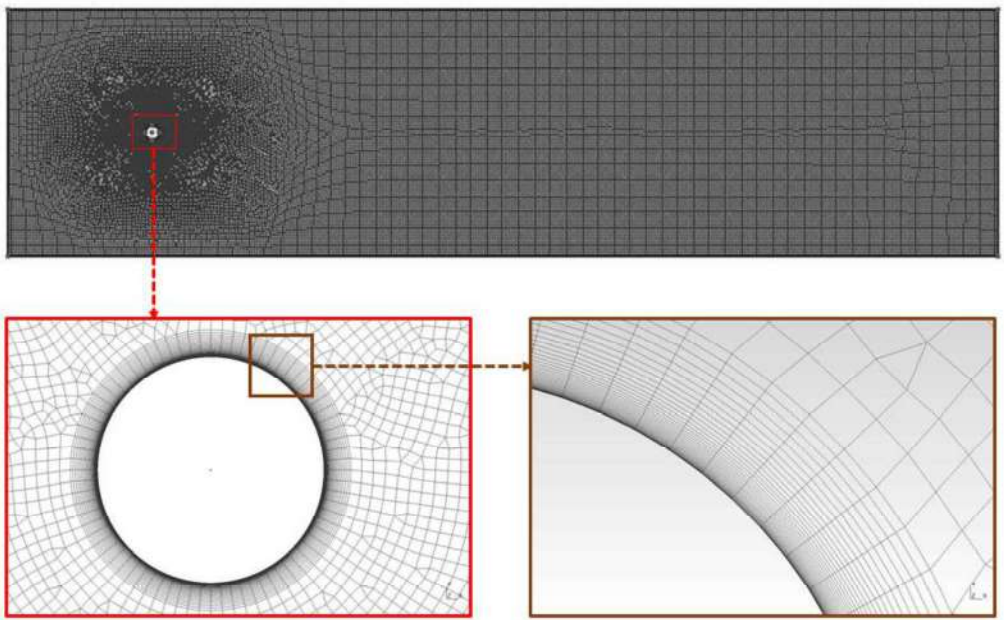


Figura 4.1. Malha e detalhe do refinamento local utilizado em torno de um cilindro.

As Equações (3.1) a (3.12) são resolvidas a partir do método de volumes finitos (MVF), pelo *software* comercial Ansys Fluent 2022 R1 (Ansys, 2022). Foi utilizado o modelo de turbulência *transition* SST com valores padrões do *software* de simulação para os fatores de sub-relaxação, conforme mostrado abaixo:

1. ***Pressão:*** 0,3;
2. ***Massa específica:*** 1,0;
3. ***Forças:*** 1,0;
4. ***Quantidade de movimento:*** 0,7;
5. ***Energia Cinética Turbulenta:*** 0,8;
6. ***Taxa Específica de Dissipação:*** 0,8;
7. ***Viscosidade Turbulenta:*** 1,0;

8. ***Energia:*** 1,0;
9. ***Intermitência:*** 0,8;
10. ***Número de Reynolds na espessura da camada limite fluidodinâmica:*** 0,8.

O *solver* opera utilizando um método baseado na pressão, e a simulação é conduzida em regime transiente, com um passo de tempo de Δt = 0,005 s, com o tempo de simulação de t = 2 s. O acoplamento pressão-velocidade é realizado a partir do algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*). Para o tratamento dos termos advectivos foi utilizado o esquema de interpolação *upwind* de segunda ordem para as equações de balanço da quantidade de movimento linear, conservação de energia e pressão, além da equação da espessura da camada limite fluidodinâmica, associada ao modelo de turbulência *transition* SST. Para as demais equações associadas ao modelo de turbulência, foi utilizado o esquema de interpolação *upwind* de primeira ordem. Os termos difusivos foram tratados com os esquemas de interpolação de diferenças centradas (CDS, do inglês, *Central Differencing Scheme*). Os resíduos máximos permitidos, para as iterações, foram de 1×10^{-6} para conservação de massa, conservação de quantidade de movimento, taxa específica de dissipação, energia cinética turbulenta, intermitência e número de Reynolds na espessura da camada limite fluidodinâmica, e 1×10^{-8} para a conservação de energia, utilizando um máximo de 200 iterações para cada passo de tempo.

Foi utilizado para a realização das simulações computador com processador octacore AMD Ryzen 7 5700G de 3,80 GHz e com 16 GB de memória RAM, configurados para utilizar todos os núcleos em paralelo no Ansys Fluent. Os tempos aproximados de simulação dos casos de verificação variaram entre 8 e 14 horas.

4.1 Verificação do escoamento sobre 1 cilindro

Foi realizada uma validação do código computacional através da simulação de um escoamento turbulento sobre um cilindro com convecção forçada para Re_D = 5500 e Pr = 0,71, ou seja, os mesmos parâmetros utilizados para a simulação dos casos descritos na seção 3.1 e anteriormente neste capítulo. Os resultados do número de Nusselt foram comparados com os obtidos pela correlação de Churchill & Bernstein (1977), dada por:

$$\overline{Nu_D} = 0{,}3 + \frac{0{,}62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0{,}4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \tag{4.1}$$

Primeiramente, foi realizada uma avaliação da influência do tamanho do domínio, com diferentes valores para L e W, demonstrado na Tabela 4.1. O objetivo é construir um domínio onde as condições de contorno impostas no domínio não influenciem o escoamento no entorno do cilindro. Percebeu-se que quanto maior o domínio, menor a influência que ele tem sobre o valor do $\overline{\mathrm{Nu_D}}$. O desvio foi calculado através da diferença

entre os valores do número de Nusselt médio ($\overline{Nu_D}$) da malha atual e a anterior sobre o valor de $\overline{Nu_D}$ para a malha atual, ou seja:

$$Desvio[\%] = \frac{\overline{Nu^i} - \overline{Nu^{i-1}}}{\overline{Nu^i}} \times 100 \tag{4.2}$$

Tabela 4.1. Influência do tamanho do domínio no valor do número de Nusselt médio

W	L	$\overline{Nu_D}$	Desvio [%]
12D	40D	42,958	-
18D	72D	41,562	3,35
24D	72D	42,416	2,01
30D	72D	42,332	0,19
36D	72D	42,312	0,04
72D	144D	42,325	0,03

A geometria com L = 72D e W = 18D foi considerada aceitável por possuir um desvio de 2,01% em relação ao canal posteriormente maior. Com esta geometria (Figura 4.2), se realizou o teste de independência de malha (Tabela 4.2), com a finalidade de determinar a quantidade de volumes para que a malha não tenha influência significativa nos resultados obtidos e que se tenha o menor esforço computacional possível.

Tabela 4.2. Teste de independência de malha para escoamento sobre um cilindro

Malha	Elementos	$\overline{Nu_D}$	Desvio [%]
M1	74.125	43,622	-
M2	167.875	42,519	2,59
M3	190.074	41,562	2,3
M4	279.690	42,477	2,15
M5	318.803	42,513	0,08

Foi adotado como critério de parada um desvio inferior a 1%, sendo assim a malha adotada foi a M4. Outro parâmetro importante em fenômenos turbulentos é o perfil y^+ que se constitui de uma distância adimensional que determina o baixo ou alto refinamento da malha na região da parede. De maneira geral, valores baixos de y^+, são desejados, com os modelos de turbulência *transition* SST ficando com o valor $y^+ \leq 1$, com a finalidade de capturar as camadas limites laminar e de transição (Menter *et al.*, 2004; Ansys, 2022). Esse critério foi obedecido na malha escolhida, com os valores ficando entre 0,12 e 0,016. O valor do perfil y^+ é definido por:

$$y^+ = \frac{u_* y}{v} \tag{4.3}$$

onde u_* é a velocidade de atrito, y é a distância da parede e v é a viscosidade cinemática.

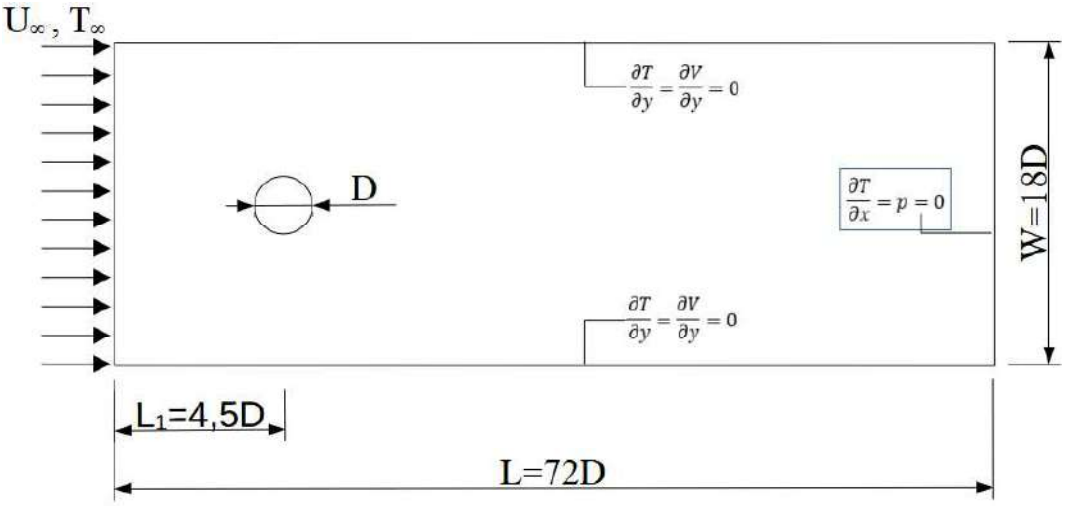


Figura 4.2. Dominio Computacional utilizado no teste de independência de malhas do escoamento incidindo sobre um cilindro.

Se comparou os resultados obtidos com a correlação de Churchill & Bernstein (1977) para escoamentos sobre um cilindro. A partir da correlação se obteve um valor de $\overline{Nu}_D$=38,758. Comparado o valor obtido com o domínio de tamanho $W = 18D$ e $L = 72D$, teve-se uma diferença de 7,23%, o que se considerou aceitável para este tipo de simulação, dada as grandes incertezas e variações que ocorrem tanto em estudos numéricos quanto experimentais em regimes turbulentos. Vale ressaltar, que a incerteza nessa correlação é de aproximadamente 20%, então o valor obtido está dentro da incerteza da correlação.

Com a finalidade de verificar se a física do problema está em conformidade com a realidade, foram obtidos os valores do *Nu* local, em torno do cilindro, com uma posterior comparação com resultados obtidos na literatura.

Foi simulado o escoamento sobre um cilindro utilizando Re = 7190, com a finalidade de comparar com os resultados experimentais obtidos por Scholten e Murray (1998), e os resultados numéricos obtidos por Park *et al.* (2015), conforme Figura 4.3. A partir da Figura 4.3, é possível observar que a separação do escoamento ocorre em um ângulo aproximado de 90°. O número de Nusselt médio obtido através da simulação, teve 6,87% de diferença em relação ao obtido experimentalmente por Scholten e Murray (1998) e 5,21% em relação ao simulado por Park *et al.* (2015), sendo aceitável para a sequência do estudo.

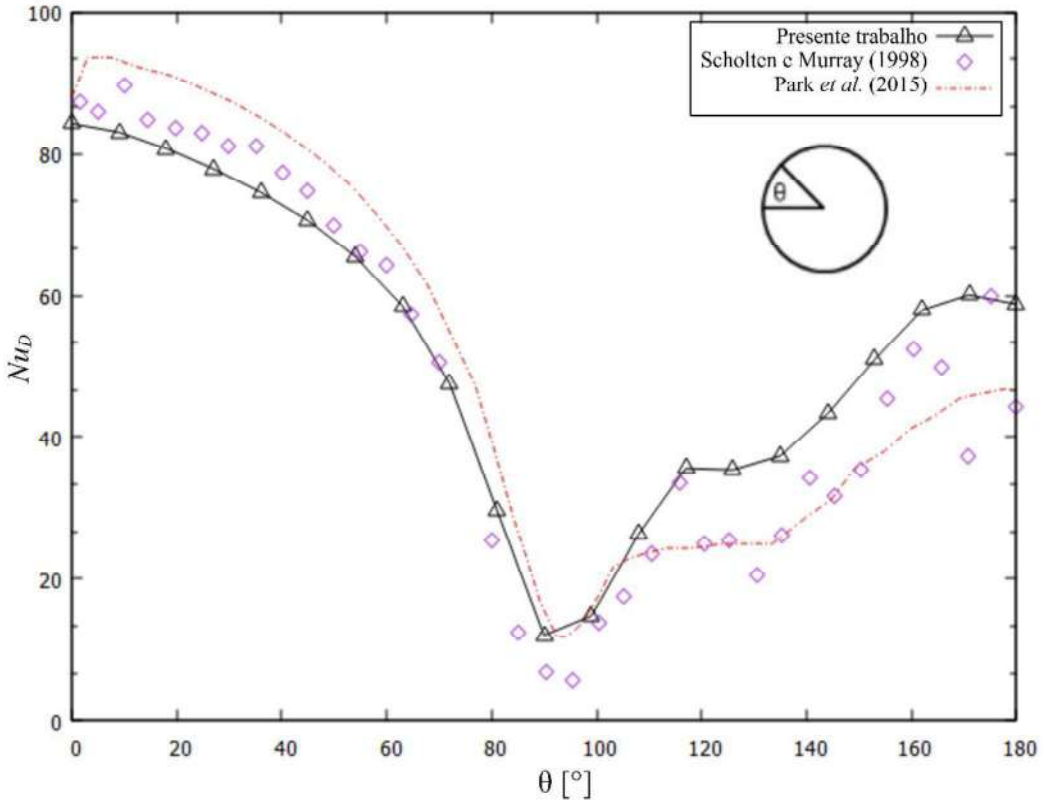


Figura 4.3. Nu_D médio ao longo da superfície do cilindro, para Re = 7190.

4.2 Verificação do escoamento sobre o feixe de tubos

Posteriormente foi realizado um teste de independência de malha para um escoamento turbulento incidindo sobre o feixe de tubos, com Re_D = 5500 e Pr = 0,71. A Figura 4.4 mostra a discretização da malha no presente trabalho. Foi realizado um maior refinamento na região em torno dos cilindros, com uma malha mais groseira no restante do domínio. Na Tabela 4.3 é mostrado os valores médios para o número de Nusselt no feixe de tubos para cada malha simulada, assim como número de volumes e o desvio em relação a malha com menos volumes anterior.

Tabela 4.3. Teste de independência de malhas no feixe de tubos.

Malha	Elementos	$\overline{Nu_D}$	Desvio [%]
M1	549.759	67,52	-
M2	553.973	65,71	2,76
M3	627.313	68,84	4,55
M4	640.347	69,46	0,89
M5	659.514	68,91	0,79

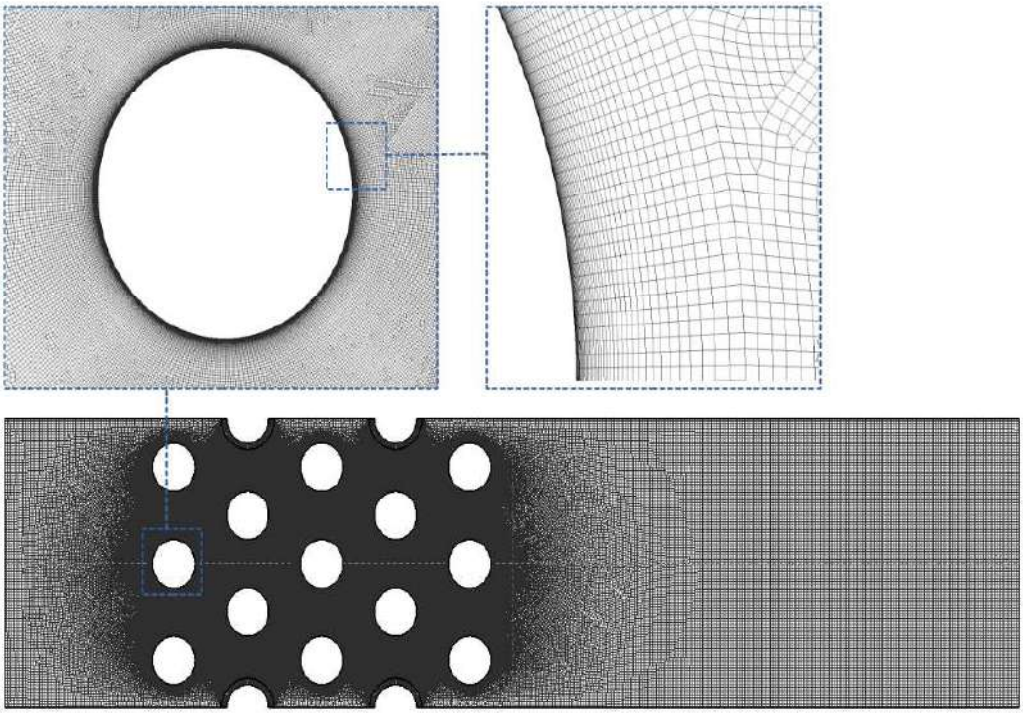


Figura 4.4. Discretização da malha utilizada no estudo.

Foi selecionada como malha independente a malha M4 com 640.347 volumes, considerando que atende satisfatoriamente as necessidades do trabalho. Além disso, foi garantido que na região dos tubos, a malha seja refinada de forma que se obtenha um $y^+<1$.

Com a malha independente foi realizado um teste de independência de passo de tempo, mostrado na Tabela 4.4, verificando-se que um passo de tempo de 0,005 segundos atende as necessidades do problema.

Tabela 4.4. Teste de independência de passo de tempo no feixe de tubos

Passo de tempo [s]	$\overline{Nu_D}$	Desvio [%]
0,01	69,45	-
0,005	65,93	5,35
0,002	65,93	< 0,001

Para a validação do código computacional, foi realizada uma comparação da malha independente com os resultados obtidos no trabalho de Elmekawy *et al.* (2021), obtendo uma diferença de 7,1%, sendo aceitável para o estudo. Considerando que o modelo computacional está validado para a simulação de escoamentos com convecção forçada sobre cilindros e feixes de tubos, o presente modelo é empregado para a obtenção de novas recomendações teóricas para o estudo da influência de diferentes passos longitudinais sobre o desempenho térmico e fluidodinâmico de um feixe de tubos sujeito a escoamentos turbulentos.

5| Resultados

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos para o trabalho. Conforme já mencionado anteriormente este estudo é composto por três graus de liberdade, dados pelos passos longitudinais entre as fileiras de tubos (S_{L1}/D, S_{L2}/D e S_{L3}/D), descritos no capítulo 3. O domínio computacional foi apresentado na seção 3.1, com a malha utilizada apresentada na seção 4.2.

5.1 Análise do problema térmico

Inicialmente é realizada uma análise térmica do problema proposto, usando para isso o número de Nusselt (Nu_D) como parâmetro de desempenho. As Figuras 5.1 e 5.2 ilustram a variação de S_{L1}/D sobre Nu_D para diferentes razões de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,125 e 1,25, respectivamente. A tendência das curvas, para todas as razões de S_{L2}/D, é o valor de Nu_D atingir o máximo em S_{L1}/D = 1,125, e conforme o espaçamento entre a primeira fileira e a segunda aumenta até S_{L1}/D = 2,0, o valor de Nu_D cai, com um posterior aumento em S_{L1}/D = 3,0.

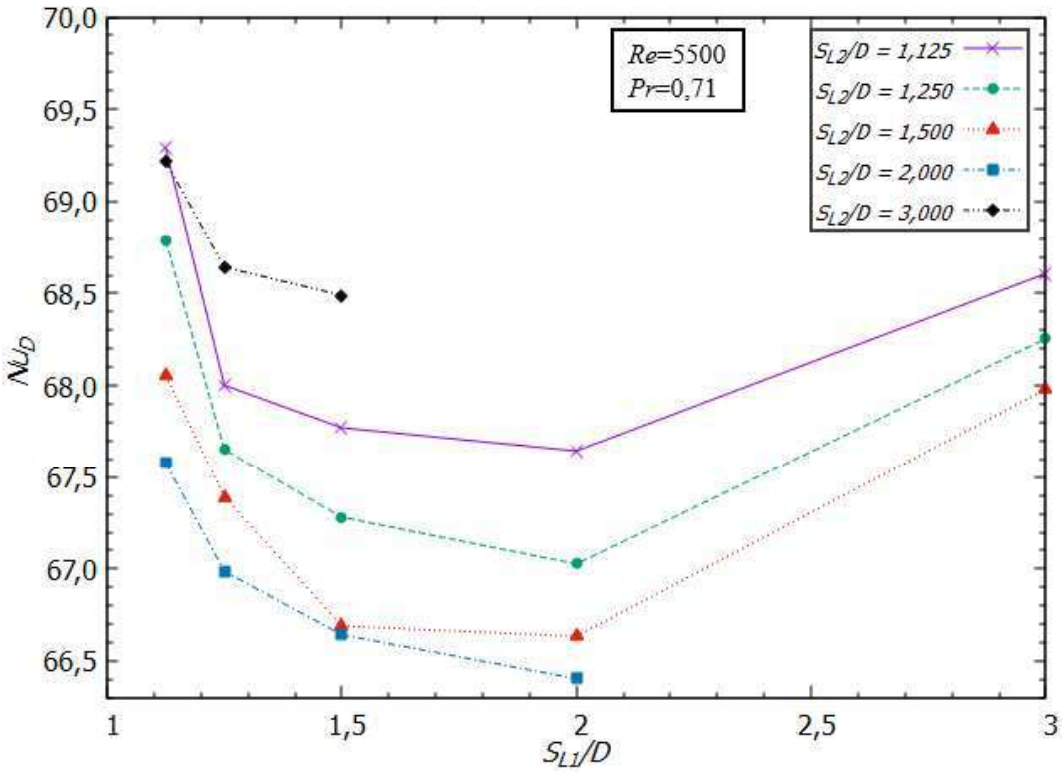


Figura 5.1. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,125.

Para S_{L2}/D = 2,0 e 3,0 as razões de S_{L1}/D são limitadas em $S_{L1}/D \leq 2,0$ e 1,5, respectivamente, para atenderem a restrição de área imposta. Isso evita que o arranjo extrapole a área de ocupação ou que o espaçamento entre a quarta fileira e a última seja menor ou igual ao diâmetro do cilindro.

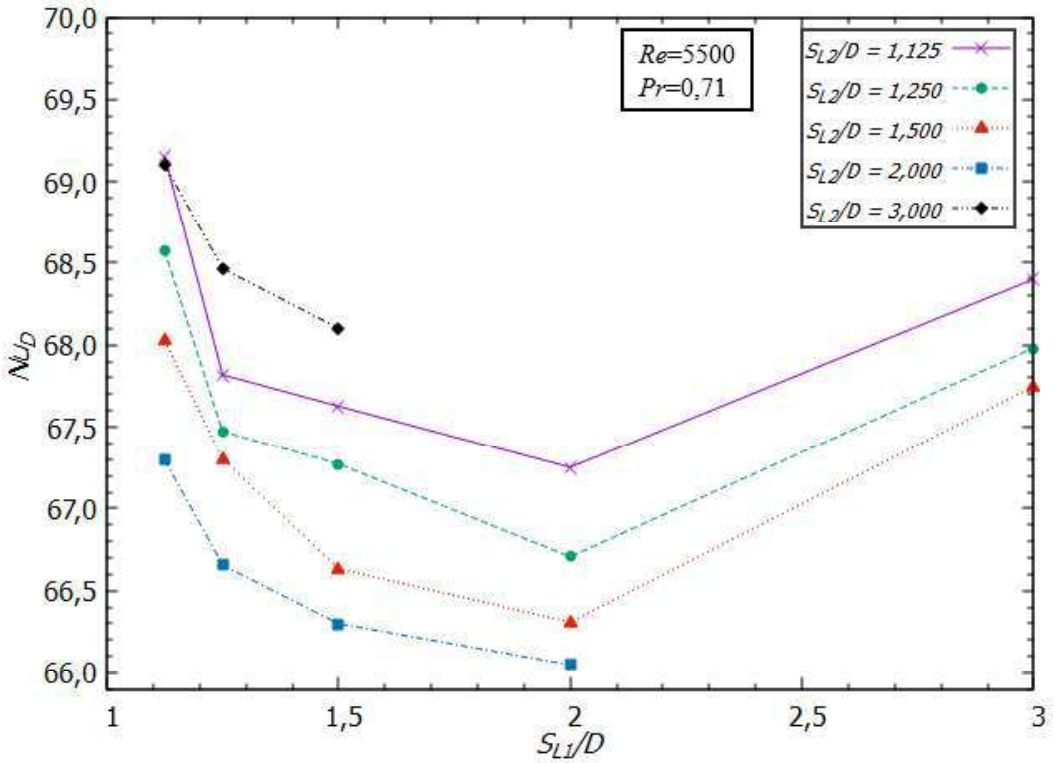


Figura 5.2. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,25.

O comportamento apresentado nas Figuras 5.1 e 5.2 são explicados pelas Figuras 5.3 e 5.4, a partir dos campos de temperatura para S_{L3}/D = 1,125, S_{L2}/D = 1,125 e diferentes valores de S_{L1}/D e para S_{L3}/D = 1,25, S_{L2}/D = 1,125 e diferentes valores de S_{L1}/D, respectivamente. Com S_{L1}/D = 1,125 tem-se uma espessura da camada limite térmica (observada pela variação do campo de temperaturas no entorno dos cilindros) menor nos primeiros cilindros do que no restante dos tubos do feixe, sendo um demonstrativo que a troca é muito mais intensa nos cilindros a montante do que nos posteriores. Nos cilindros posteriores a troca térmica é menor e ela quase satura na parte traseira da terceira linha de tubos, mostrando que quase não há diferença significativa de temperatura entre essa região de esteira e o resto do canal, sendo quase homogênea.

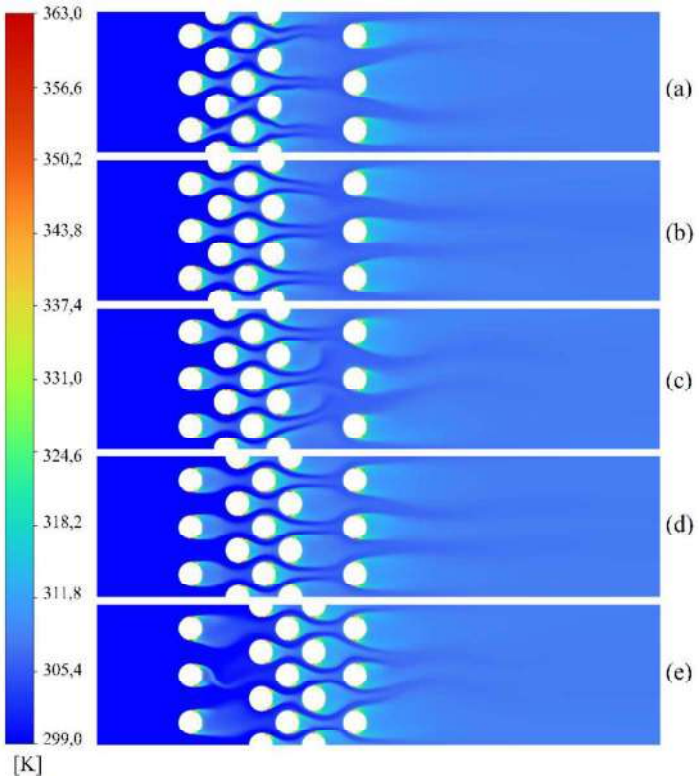


Figura 5.3. Campos de temperaturas para S_{L3}/D = 1,125, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0.

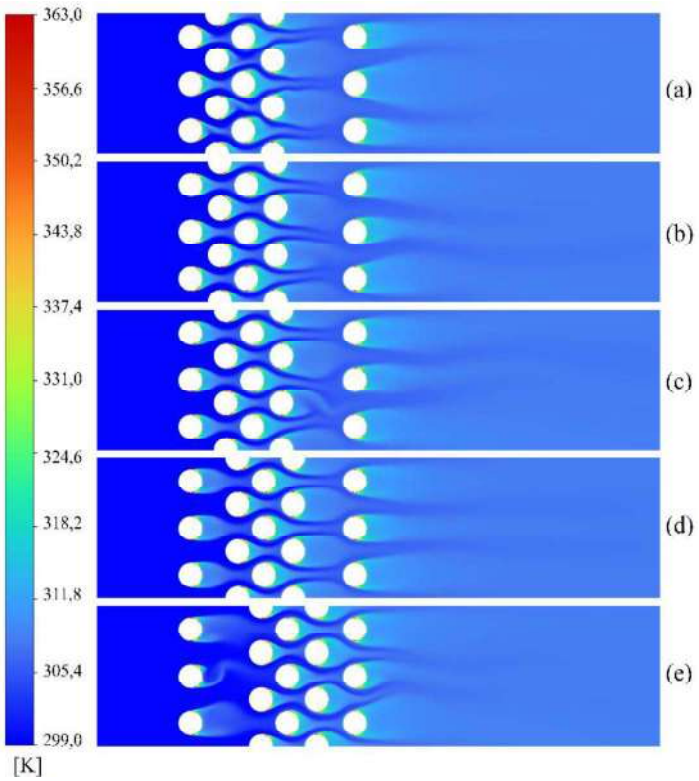


Figura 5.4. Campos de temperaturas para S_{L3}/D = 1,25, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0.

A Figura 5.5 mostra o efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,5. Da mesma forma que acontece com S_{L3}/D igual a 1,125 e 1,25 (Figuras 5.1 e 5.2), S_{L1}/D são limitados em S_{L2}/D igual a 2,0 e 3,0, com $S_{L1}/D \leq 2{,}0$ e 1,5 respectivamente, para atender as restrições de área de ocupação. A tendência das curvas de Nu_D com S_{L2}/D = 1,25 e 1,5 se assemelham aos casos mostrados anteriormente, enquanto para S_{L2}/D = 1,125 e 2,0 há um aumento de Nu_D quando S_{L1}/D passa de 1,125 para 1,25, com o resto do comportamento de Nu_D sendo similar aos demais casos.

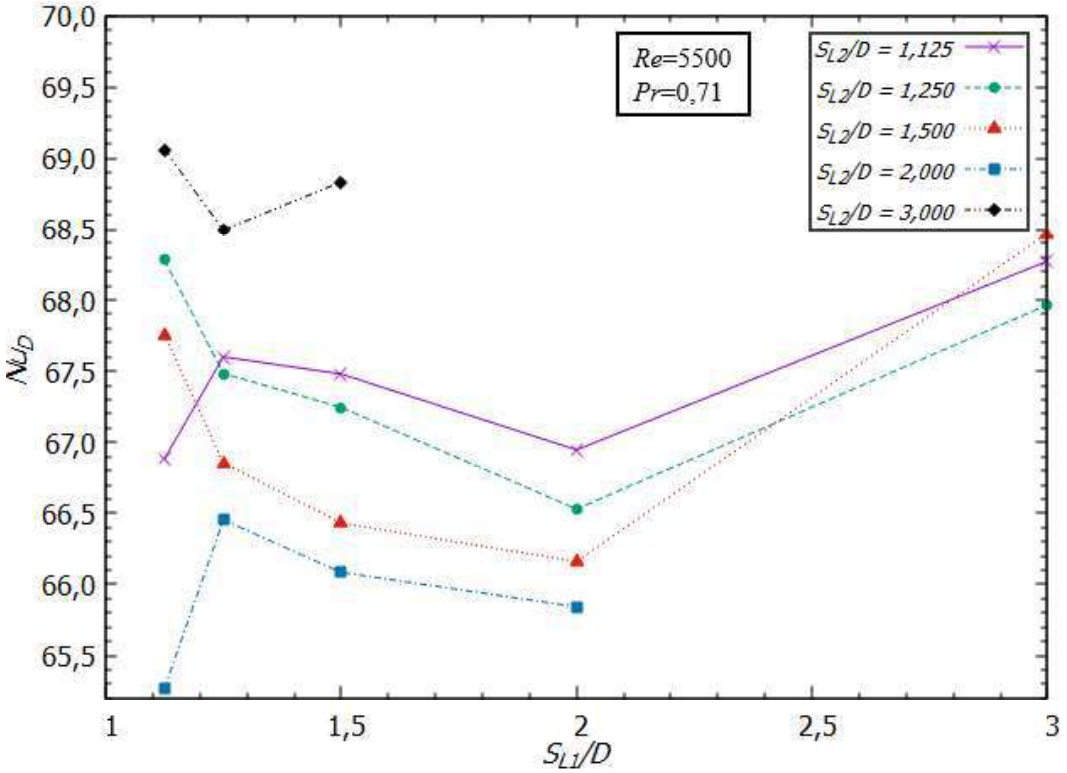


Figura 5.5. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,5.

As Figuras 5.6 e 5.7 apresentam, respectivamente, os campos de pressão e de velocidade para S_{L3}/D = 1,5 e S_{L2}/D = 1,125, considerando diferentes valores de S_{L1}/D. Esses campos são incluídos porque o comportamento do número de Nusselt nesses casos difere de forma marcante dos demais, e sua análise permite compreender as causas dessa diferença. Para S_{L1}/D = 1,125, a distribuição de temperaturas induz um caminho preferencial de escoamento em direção diagonal, da periferia para o centro do arranjo, conforme ilustrado na Figura 5.7(a). Nessa configuração ocorre aumento de pressão nas regiões de maior velocidade, reforçando o escoamento pelas diagonais e limitando a passagem pelo centro, o que reduz a eficiência de troca térmica (Figura 5.8). Esse efeito não é observado para as demais razões de S_{L1}/D.

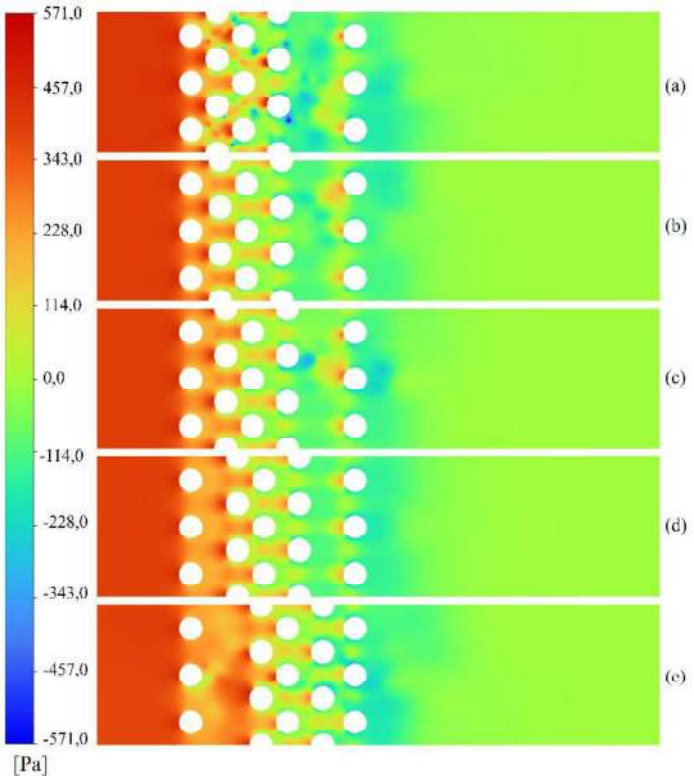


Figura 5.6. Campos de pressão para S_{L3}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0.

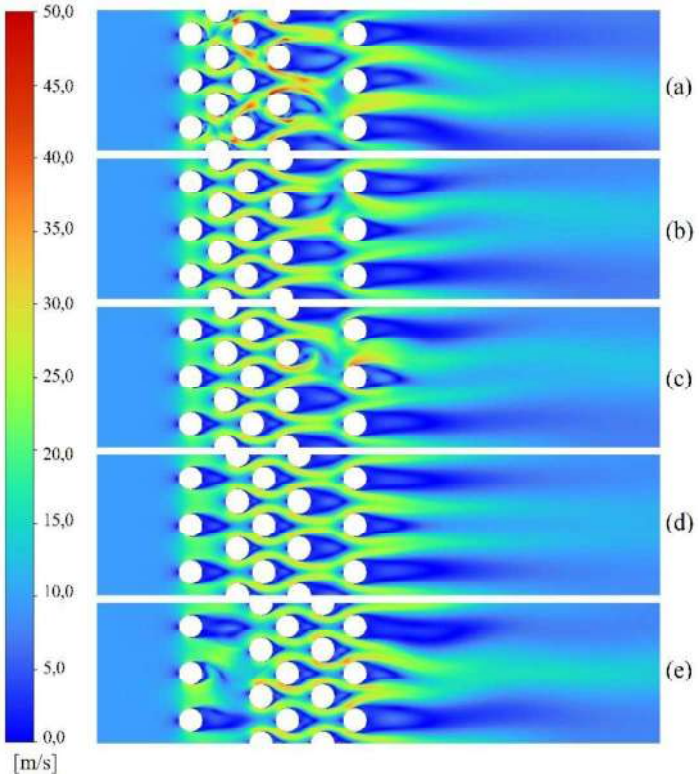


Figura 5.7. Campos de velocidade para S_{L3}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0.

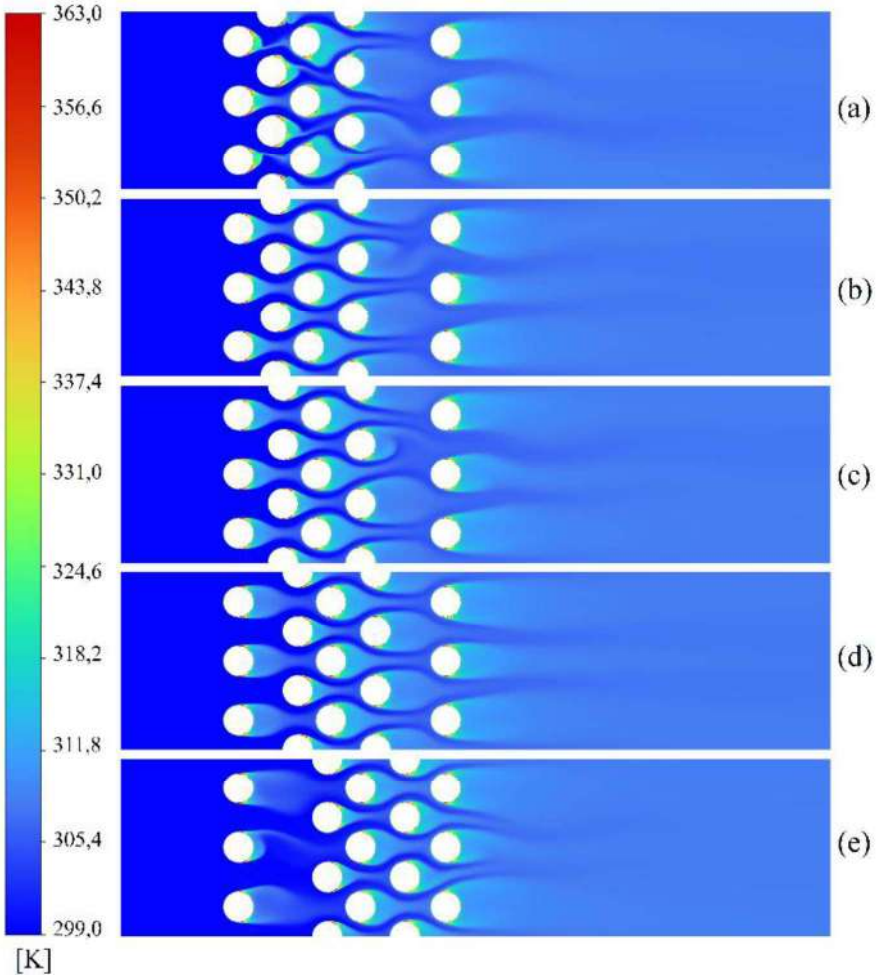


Figura 5.8. Campos de temperatura para S_{L3}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0.

A Figura 5.9 mostra o efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 2,0. Todas as razões de S_{L2}/D se limitam em $S_{L1}/D \leq 2,0$, para atender as restrições de área de ocupação. Com S_{L2}/D igual 1,125 e 1,25, há uma queda no valor de Nu_D conforme a distância entre a primeira e segunda fileira. Com S_{L2}/D igual a 1,5 e 2,0, ocorre uma queda em Nu_D com o aumento de S_{L1}/D, com um posterior aumento de Nu_D, quando S_{L1}/D = 2,0. O comportamento de elevação para as maiores razões de S_{L1}/D está associado a aproximação dos tubos na região a jusante da área de ocupação. Os casos com S_{L3}/D = 2,0 e S_{L2}/D = 3,0 não atenderam as restrições da área de ocupação.

A Figuras 5.10 e 5.11 mostram os campos de temperatura e pressão, respectivamente, com S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 1,125 e diferentes valores de S_{L1}/D. Com o aumento da distância entre a primeira e a segunda fileira, ocorre uma diminuição do gradiente de pressão, o que reduz a troca térmica; essa suavização da pressão entre os cilindros frontais diminui a quantidade de movimento no seu entorno, enfraquecendo ainda mais a circulação ao redor do arranjo.

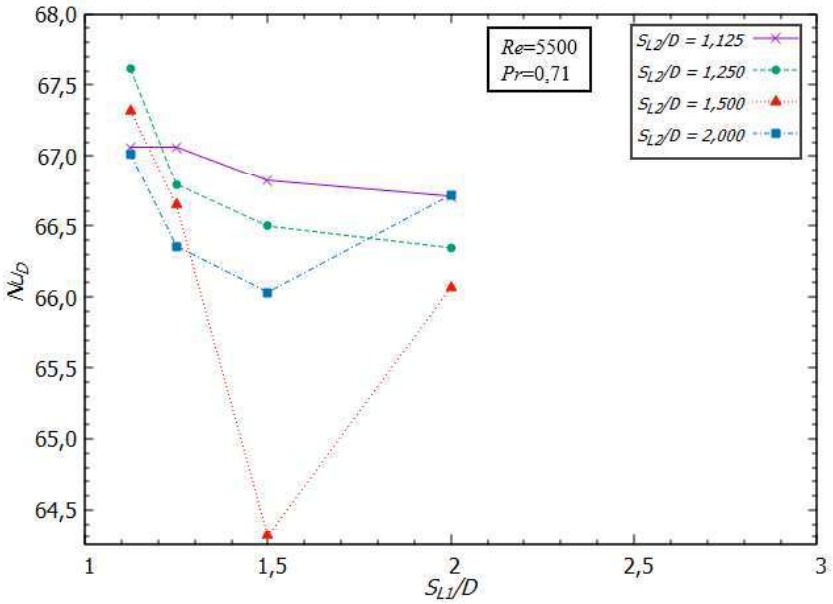


Figura 5.9. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 2,0.

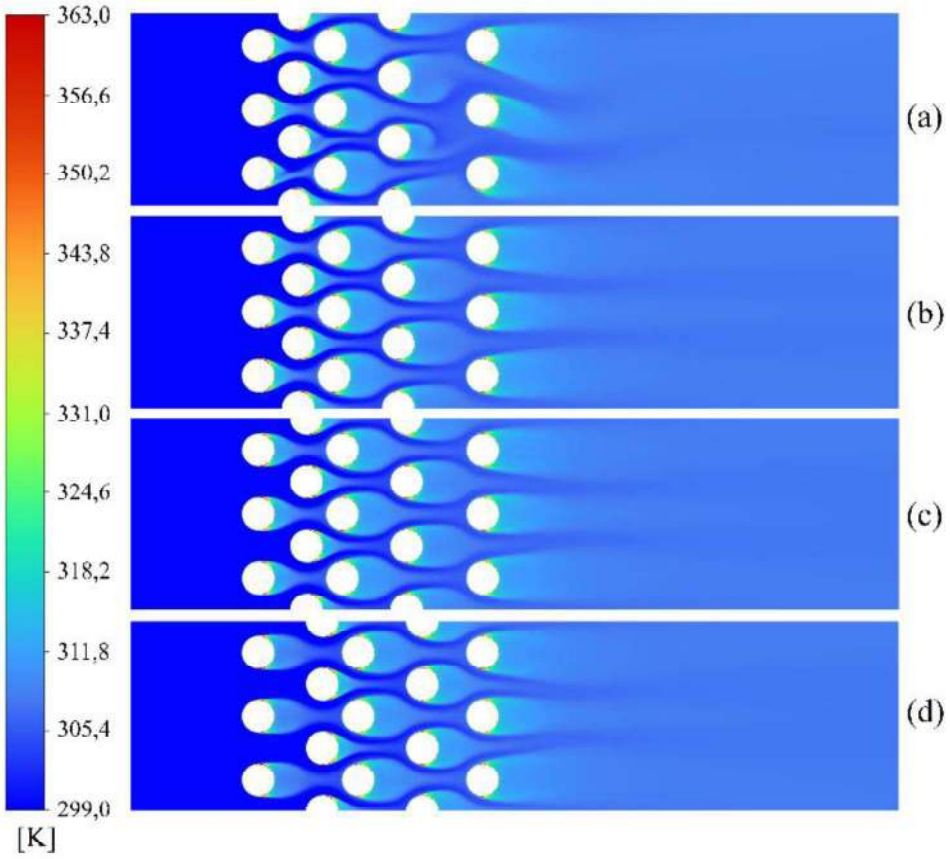


Figura 5.10. Campos de temperatura para S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0.

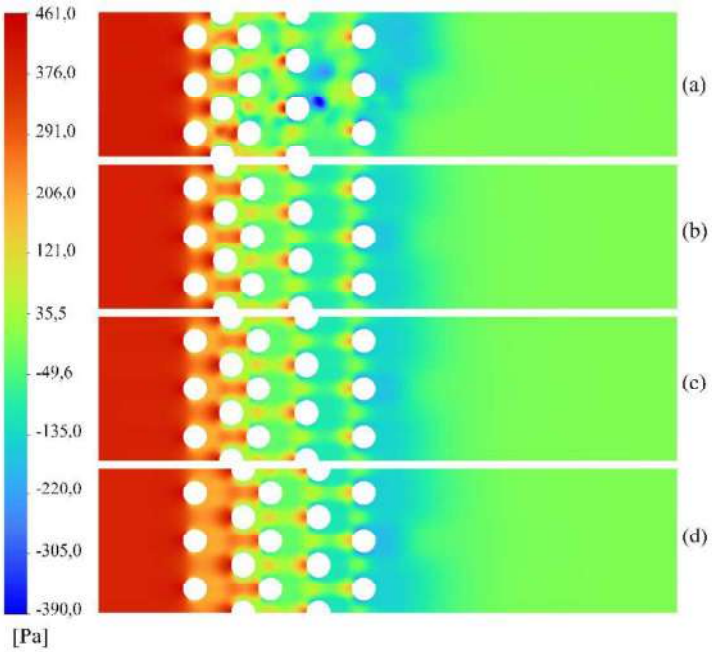


Figura 5.11. Campos de pressão para S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0.

Na Figura 5.12 o efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 3,0 é demonstrado. Com $S_{L2}D$ = 1,125 e 1,25, à uma diminuição na troca térmica conforme a razão S_{L1}/D aumenta, enquanto em S_{L2}/D = 1,5, à uma queda de Nu_D com um posterior aumento em S_{L1}/D = 1,5. As demais razões de S_{L2} e S_{L1}/D, com S_{L3}/D = 3,0, não atendem as restrições de área de ocupação. Os campos de temperatura e pressão (Figuras 5.13 e 5.14) com S_{L3}/D = 3,0 possuem o mesmo comportamento que com S_{L3}/D = 2,0 (Figuras 5.10 e 5.11).

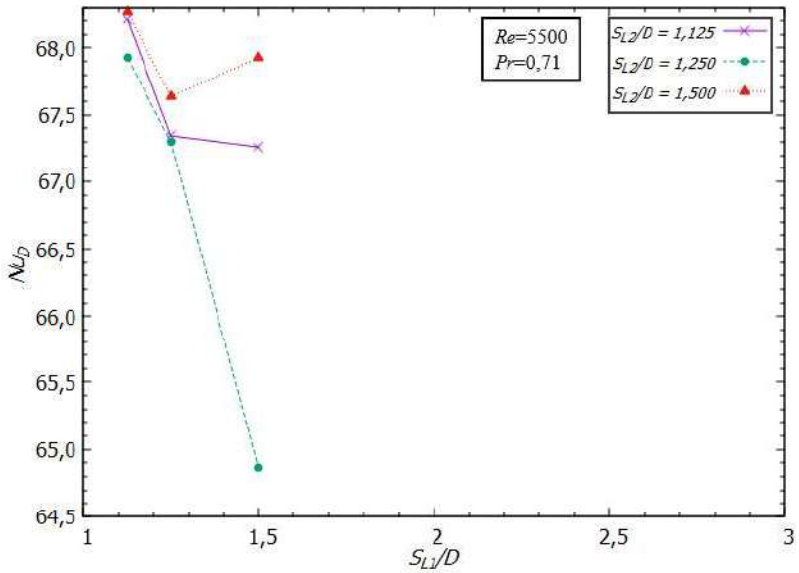


Figura 5.12. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o Nu_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 3,0.

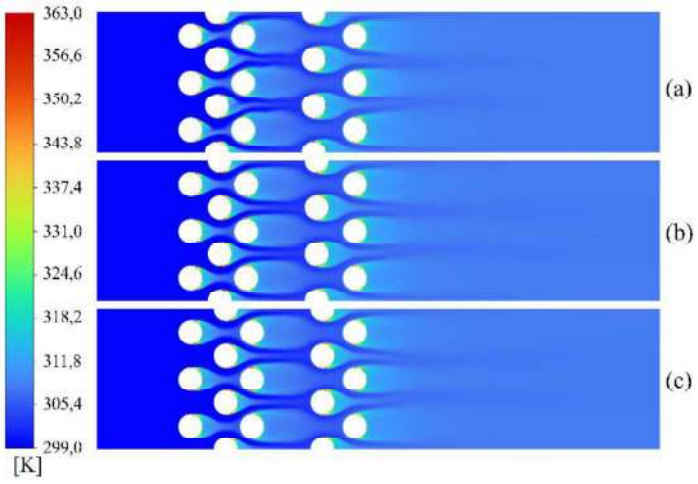


Figura 5.13. Campos de temperatura para S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5.

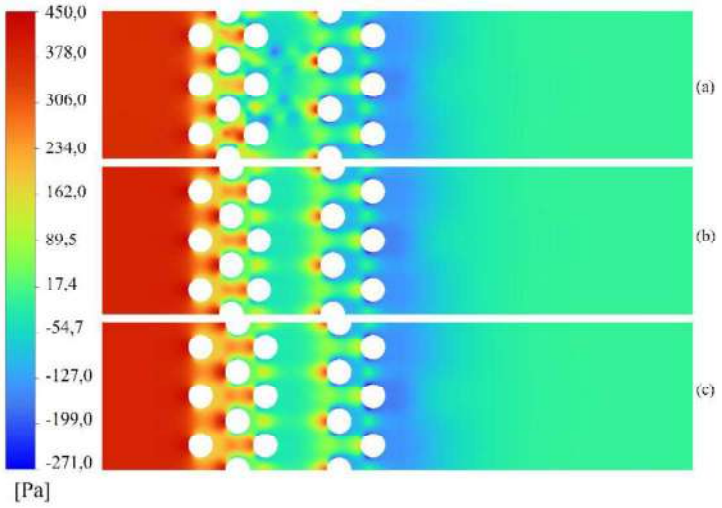


Figura 5.14. Campos de pressão para S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5.

Ao se observar a análise da otimização do arranjo, a Figura 5.15 reúne as melhores geometrias identificadas nas Figuras 5.1, 5.2, 5.5 e 5.9, apresentando o número de Nusselt uma vez maximizado ($Nu_{D,m}$) em função da razão S_{L2}/D para diferentes valores de S_{L3}/D, Figura 5.15(a), bem como a razão ótima $(S_{L1}/D)_o$, Figura 5.15(b). Para S_{L3}/D igual a 1,125 e 1,25, nota-se que conforme há um afastamento entre a segunda fileira e a terceira, ocorre uma queda no valor de $Nu_{D,m}$ com um posterior aumento em S_{L2}/D igual a 3,0, ocasionado pela proximidade entre as 3 últimas fileiras de tubos. Para S_{L3}/D = 1,5 há um aumento de $Nu_{D,m}$ com o aumento da razão S_{L2}/D até o valor de 1,5, onde ocorre o número de nusselt duas vezes maximizado para essa razão de S_{L3}/D. Em S_{L2}/D = 2,0 acontece o valor mínimo de $Nu_{D,m}$, com um posterior aumento em S_{L2}/D = 3,0. Para S_{L3}/D = 2,0 observa-se um aumento de $Nu_{D,m}$ em S_{L2}/D = 1,25, seguido de uma queda, enquanto para outros valores de S_{L3}/D ocorre o comportamento inverso, com queda em S_{L2}/D = 2,0 seguidas de aumento. A partir da Figura 5.15(b), que apresenta a razão ótima $(S_{L1}/D)_o$

correspondente a $Nu_{D,m}$, nota-se que a maioria dos valores ótimos ocorre em S_{L1}/D = 1,125, quando a primeira e a segunda fileira estão mais próximas. As exceções são observadas para os valores de S_{L3}/D = 1,5, que para S_{L2}/D = 1,125 e 1,5 ocorre em $(S_{L1}/D)_o$ igual a 3,0 e para S_{L2}/D = 2,0, que ocorre em $(S_{L1}/D)_o$ = 1,25, e com S_{L3}/D = 2,0, que para S_{L2}/D = 2,0 ocorre com $(S_{L1}/D)_o$ = 2,0.

De maneira geral, o melhor desempenho é obtido quando a segunda e terceira fileiras de tubos estão mais próximos possível. Contudo, há situações nos quais obtém-se bom desempenho quando a primeira fileira está destacada das fileiras posteriores.

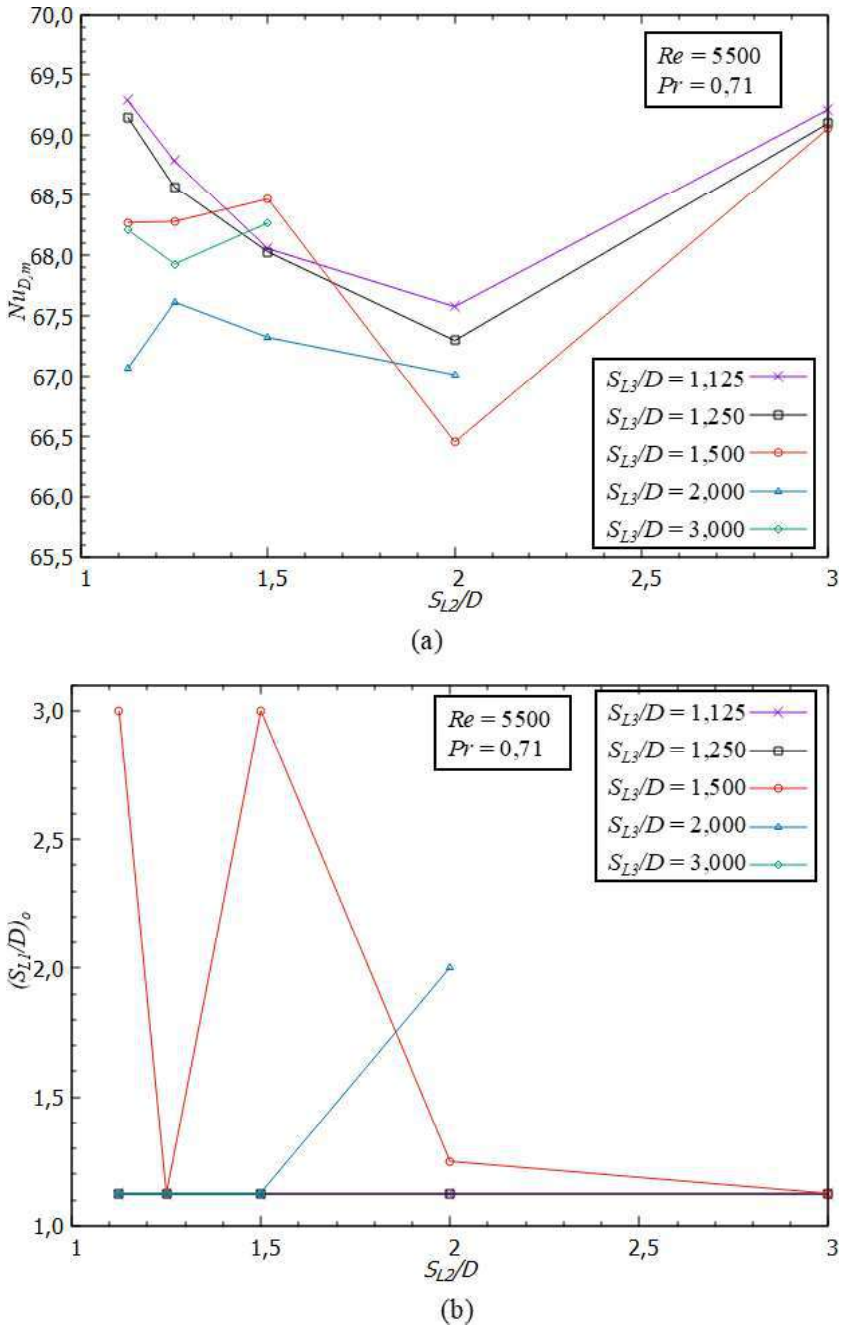


Figura 5.15. (a) Nu_D uma vez maximizado ($Nu_{D,m}$) em função de S_{L2}/D para diferentes razões de S_{L3}/D e (b) a razão S_{L1}/D ótima $(S_{L1}/D)_o$ correspondente.

Com Nu_D duas vezes maximizado ($Nu_{D,2m}$) os maiores valores ocorrem com a proximidade das quatro fileiras frontais. Há uma diminuição de troca térmica quando as distâncias entre os cilindros estão mais homogêneas, com exceção dos 2 primeiros cilindros que estão próximos (S_{L1}/D =1,125, S_{L2}/D = 3,0 e S_{L3}/D = 1,5). Observa-se uma queda maior quando as três primeiras fileiras se afastam das duas últimas, como mostrado na Figura 5.16.

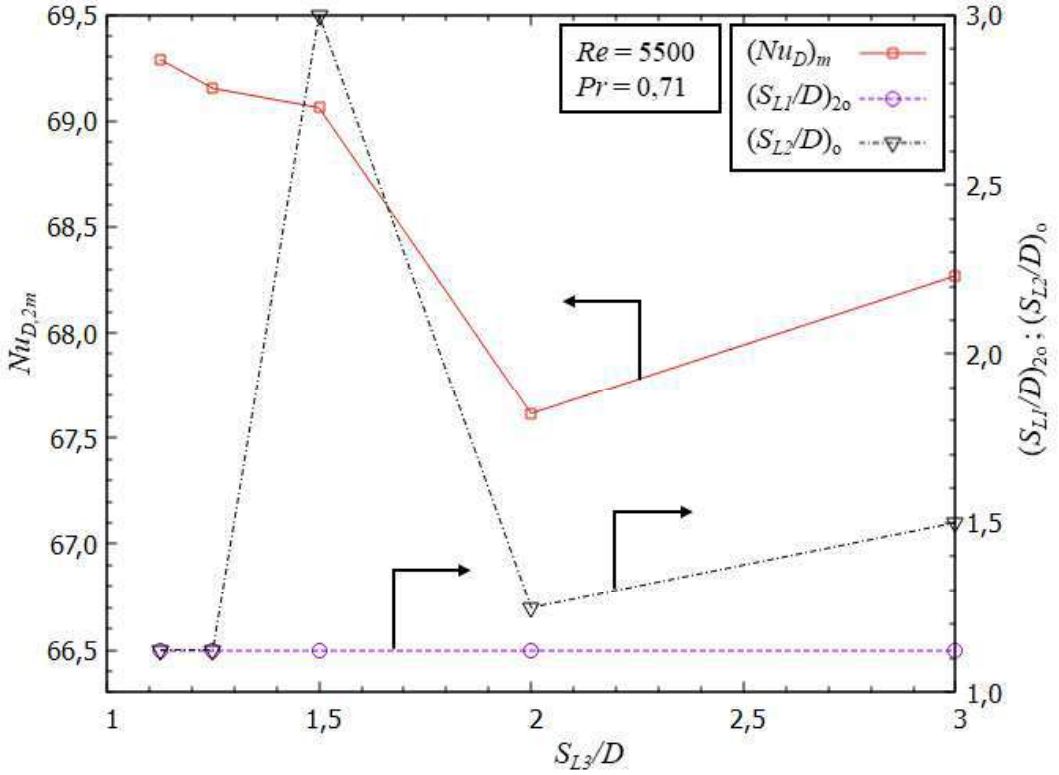


Figura 5.16. Nu_D duas vezes maximizado ($Nu_{D,2m}$), S_{L2}/D uma vez otimizado $(S_{L2}/D)_o$ e S_{L1}/D duas vezes otimizado $(S_{L1}/D)_{2o}$ em função de S_{L3}/D.

O arranjo que apresentou a maior taxa de troca térmica no estudo ($Nu_{D,3m}$) ocorre quando as 4 fileiras de tubos frontais estão mais próximas entre si e a última fileira esta fixa no final da área de ocupação, ou seja, $S_{L1}/D = S_{L2}/D = S_{L3}/D$ =1,125 com S_{L4}/D (razão entre a distância entre quarta e quinta fileira de tubos sobre o diâmetro do cilindro) igual a 3,625, com $Nu_{D,3m}$ sendo igual a 69,289.

Posteriormente, foi realizado uma comparação entre os três melhores casos térmicos, com intuito de mostrar o melhor padrão de configuração do ponto de vista térmico. Essa comparação foi realizada a partir da apresentação dos campos de temperatura e pressão para os três casos, ilustrados nas Figuras 5.17 e 5.18, respectivamente. Os três casos comparados foram o melhor caso térmico ($Nu_{D,3m}$), já mencionado anteriormente, o segundo melhor com Nu_D = 69,216 e o terceiro melhor com Nu_D = 69,153, cabe salientar que essas condições ocorrem para: i) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 3,0, e S_{L3}/D = 1,125; e ii) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 1,125, e S_{L3}/D = 1,25.

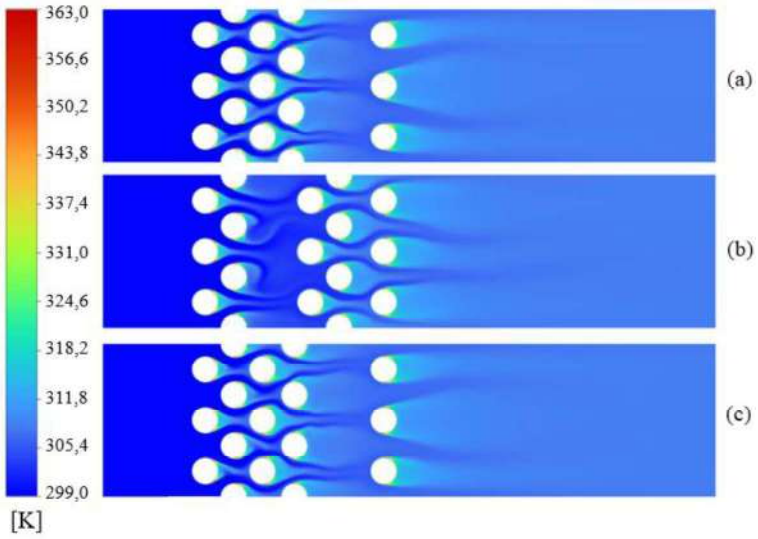


Figura 5.17. Campos de temperatura dos 3 melhores casos térmicos: (a) S_{L1}/D = S_{L2}/D = S_{L3}/D =1,125; (b) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 3,0 e S_{L3}/D = 1,125; (c) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 1,125 e S_{L3}/D = 1,25.

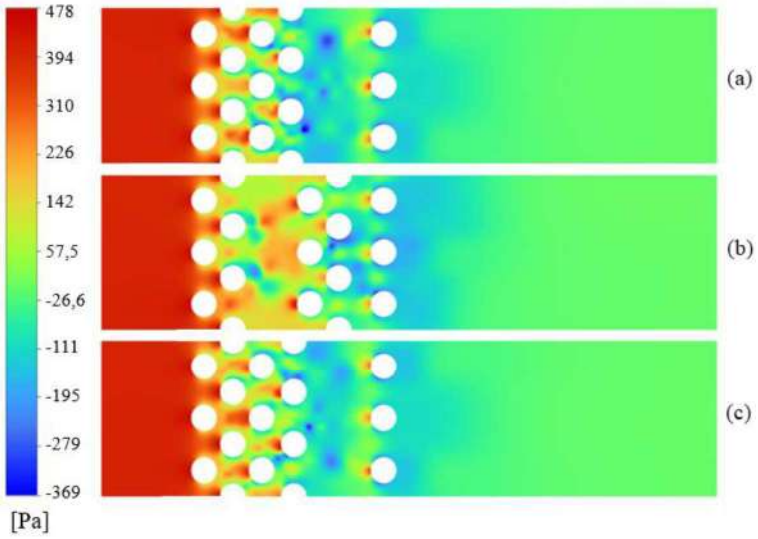


Figura 5.18. Campos de pressão dos 3 melhores casos térmicos: (a) S_{L1}/D = S_{L2}/D = S_{L3}/D =1,125; (b) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 3,0 e S_{L3}/D = 1,125; (c) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 1,125 e S_{L3}/D = 1,25.

Os campos de temperaturas mostram que as espessuras das camadas limites térmicos nos primeiros cilindros é menor que nos cilindros posteriores, isso gera uma maior troca térmica, também devido a maior pressão na região central das fileiras de tubos. A partir das geometrias com melhor desempenho térmico estudadas no presente trabalho, notou-se que conforme há o agrupamento de cilindros, tanto a montante quanto a jusante, ocorre uma melhoria na transferência de calor, mesmo quando há alguma fileira de tubos isolada na extremidade. Também pode ser observado que os melhores desempenhos são obtidos para arranjos com alinhamento das primeiras quatro fileiras frontais, o que aproveita a maior quantidade de movimento e uma corrente menos aquecida. Em

seguida, destacam-se arranjos em que a primeira fileira se encontra afastada, enquanto as quatro fileiras posteriores permanecem próximas, bem como configurações com alinhamento em pares ou trios de fileira.

Em contrapartida, a Figura 5.19 demonstra o campo de temperatura e pressão do pior caso simulado do ponto de vista térmico, que ocorre com $S_{L1} = S_{L4}/D = 1{,}5$ e $S_{L2}/D = S_{L3}/D = 2{,}0$, caso onde o arranjo está com as fileiras de cilindros com distâncias quase homogêneas, com Nu_D igual a 64,311, resultando numa diferença de 7,2% do melhor resultado encontrado. A espessura da esteira térmica é muito larga e a área de alta pressão é menor em relação a área de baixa pressão, prejudicando o aumento da quantidade de movimento entre as fileiras de tubos e, consequentemente, a troca térmica.

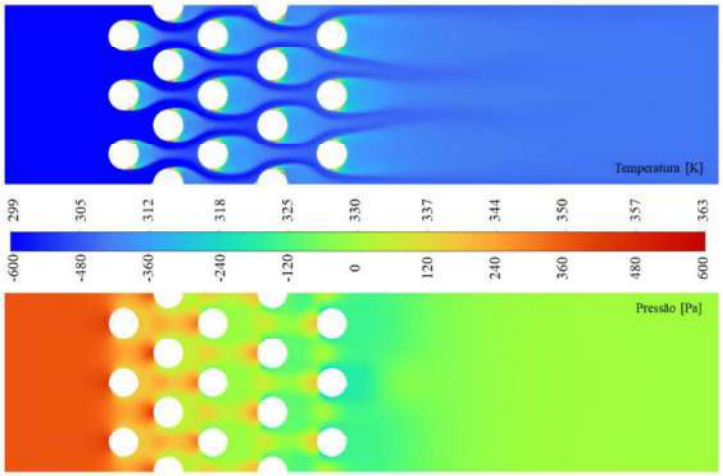


Figura 5.19. Campos de temperatura e pressão para o caso com pior troca térmica simulado, com $S_{L1} = S_{L4}/D = 1{,}5$ e $S_{L2}/D = S_{L3}/D = 2{,}0$.

5.2 Análise do problema fluidodinâmico

Após a análise térmica, foi realizada uma investigação do comportamento do arranjo em função do seu desempenho fluidodinâmico a partir do problema proposto, com a análise do comportamento do coeficiente de arrasto (C_D). Vale destacar que, para o comportamento fluidodinâmico, o objetivo é minimizar as magnitude de C_D. As Figuras 5.20 e 5.21 ilustram o comportamento de S_{L1}/D sobre C_D para diferentes razões de S_{L2}/D, com $S_{L3}/D = 1{,}125$ e 1,25, respectivamente. Observa-se uma tendência de diminuição do coeficiente de arrasto à medida que a distância S_{L1}/D aumenta até 2,0, seguida de um aumento quando S_{L1}/D atinge 3,0. Esse comportamento, especialmente o ponto de mínimo, varia entre os diferentes casos. Além disso, conforme a distância S_{L2}/D aumenta, o coeficiente de arrasto diminui até $S_{L2}/D = 2{,}0$, o que apresenta um aumento significativo em $S_{L2}/D = 3{,}0$. Esse comportamento com aumento de C_D para as maiores razões de S_{L2}/D é consistente para todas as razões de S_{L3}/D.

Os comportamentos descritos anteriormente, podem ser explicados a partir dos campos de velocidades mostrados nas Figuras 5.22 e 5.23, e nos campos de pressão mostrados nas Figuras 5.24 e 5.25 com diferentes valores de S_{L1}/D, S_{L2}/D = 1,125 e S_{L3}/D iguais a 1,125 e 1,25, respectivamente. Se observou que as pressões na esteira da quarta fileira de tubos diminui conforme ela se aproxima da quinta fileira, gerando uma pressão mais baixa na parte traseira do escoamento. Isso aconteceu até S_{L1}/D = 3,0, onde a quarta fileira de tubos e a última estão mais próximos, e a área de alta pressão é maior, o que explica a razão do C_D aumentar novamente.

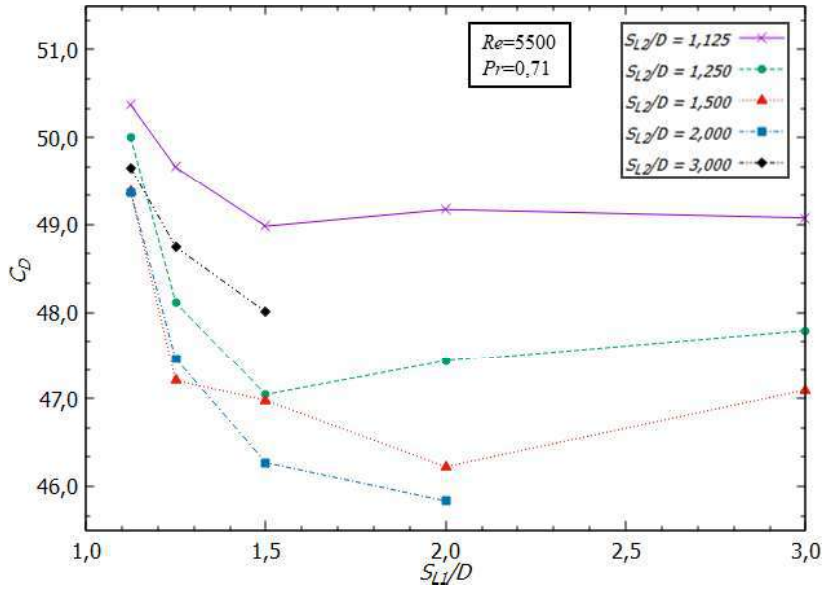


Figura 5.20. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o C_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,125.

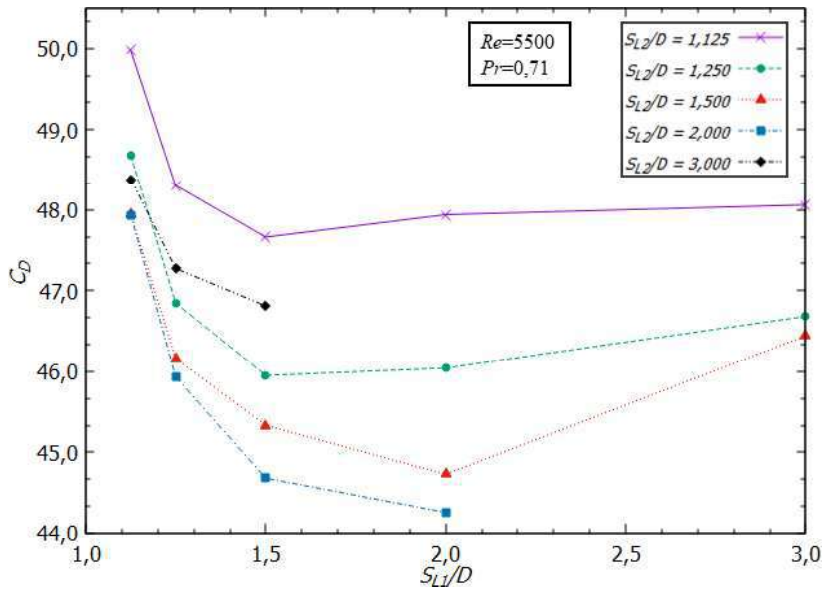


Figura 5.21. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o C_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,25.

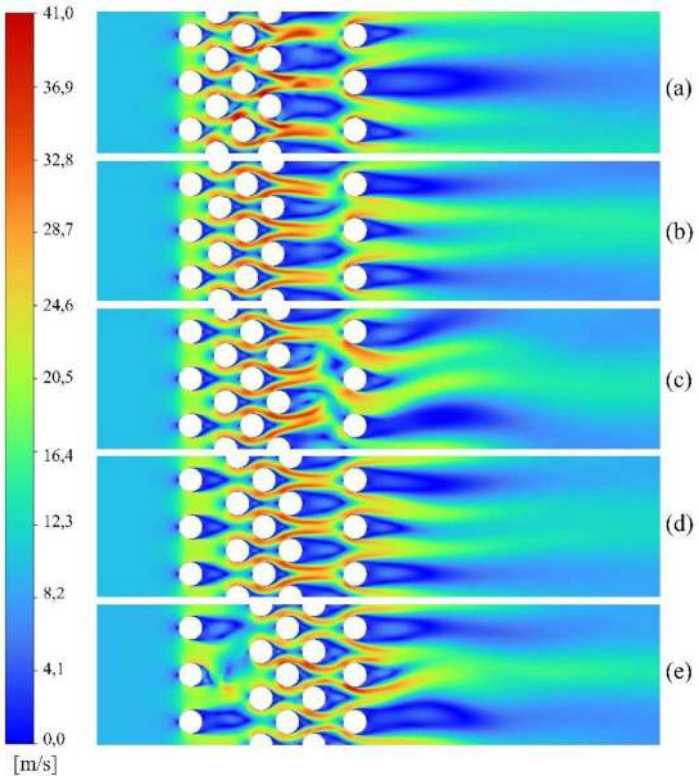


Figura 5.22. Campos de velocidade para S_{L3}/D = 1,125, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0.

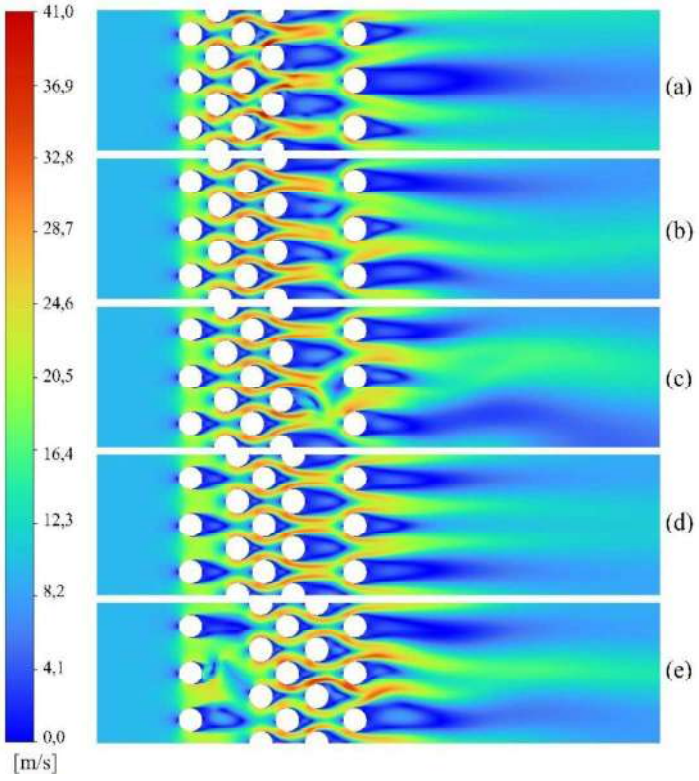


Figura 5.23. Campos de velocidade para S_{L3}/D = 1,25, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0.

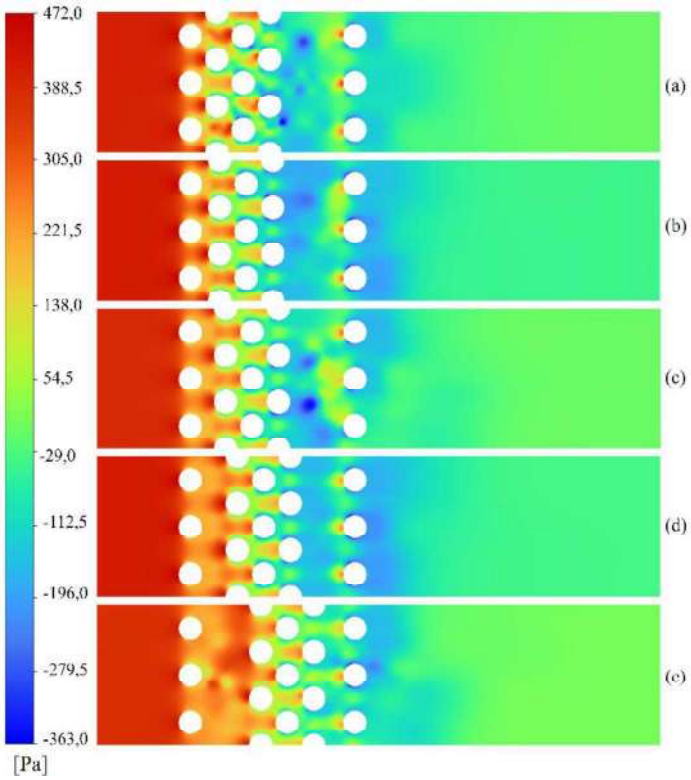


Figura 5.24. Campos de pressão para S_{L3}/D = 1,125, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0.

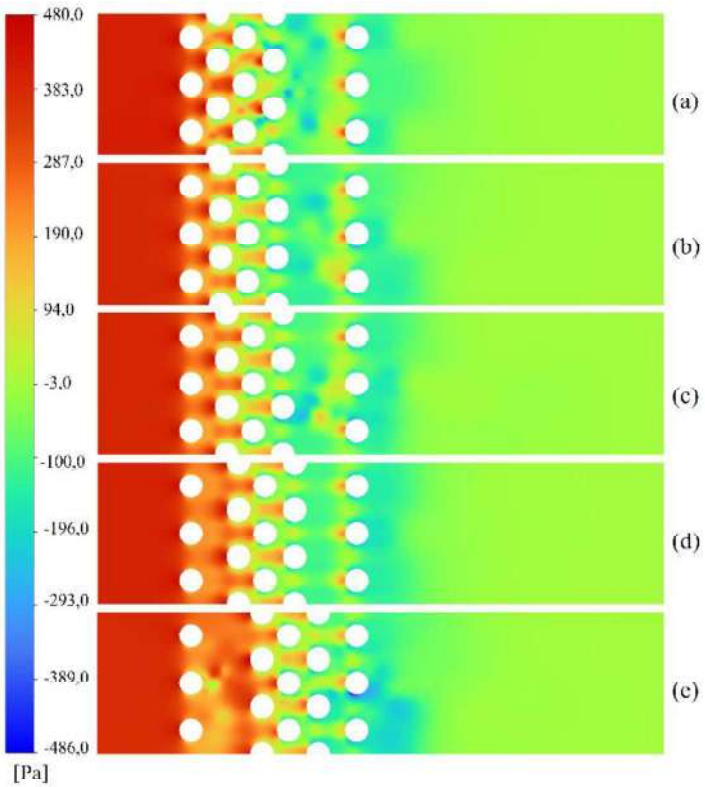


Figura 5.25. Campos de pressão para S_{L3}/D = 1,25, S_{L2}/D = 1,125, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0; (e) S_{L1}/D = 3,0.

Ao comparar as razões de S_{L1}/D, percebe-se o comportamento semelhante entre os campos de velocidades. Para S_{L1}/D igual 1,125 o escoamento dispõe de um espaço reduzido para se reorganizar. Forma-se, assim, uma região de recirculação intensa logo após a 1ª fileira de tubos. Nessa região ocorrem altos gradientes de velocidade, o que gera elevada turbulência e uma maior perda de carga. Para S_{L1}/D = 1,25 há uma leve atenuação nas zonas de recirculação, com um menor gradiente de velocidade e assim gerando menor perda de carga, comparado com S_{L1}/D = 1,125.

Para S_{L1}/D = 1,5 há uma menor velocidade média nas esteiras e um escoamento mais estabilizado. Isso ocorre porque há mais espaço para o desenvolvimento do escoamento antes de interagir com a segunda fileira de tubos. As zonas de recirculação são menos violentas, que gera pouca turbulência e menor perda de carga, comparada com as razões anteriores. Para S_{L1}/D = 2,0 e 3,0, há uma intensificação das regiões de recirculação, com gradientes de velocidade maiores e esteiras mais largas.

A Figura 5.26 mostra o efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre C_D para diferentes valores de S_{L2}/D e com S_{L3}/D = 1,5. Com S_{L2}/D = 1,125 e 1,25, o comportamento do coeficiente de arrasto é o mesmo apresentado anteriormente, ou seja, possui um ponto de mínimo em região intermediária de S_{L1}/D. Para S_{L2}/D = 1,5 o comportamento também é similar, mas com S_{L3}/D = 3,0 ocorre um aumento significativo em C_D, sendo o maior para essa razão de S_{L2}/D. Em S_{L2}/D = 2,0 observou-se um comportamento distinto dos demais, com S_{L1}/D =1,125 sendo o menor C_D, um posterior aumento em S_{L1}/D = 1,25 e uma queda nas razões posteriores. Em S_{L2}/D = 3,0 há uma queda em S_{L1}/D = 1,25 e um aumento acentuado em S_{L1}/D = 1,5.

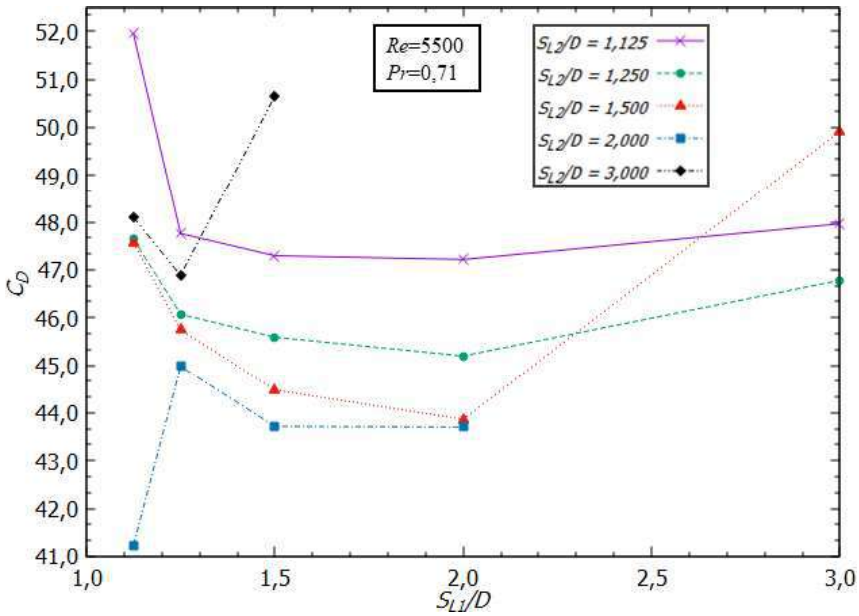


Figura 5.26. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o C_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 1,5.

Os campos de velocidade e pressão para S_{L3}/D = 1,5, S_{L2}/D = 2,0 e diferentes valores de S_{L1}/D são apresentados nas Figuras 5.27 e 5.28, respectivamente. Com S_{L1}/D = 1,125,

que apresenta o menor coeficiente de arrasto para essa razão de S_{L3}/D, as regiões de alta velocidade estão mais concentradas, o que favorece a passagem do fluido e reduzindo as forças resistivas.

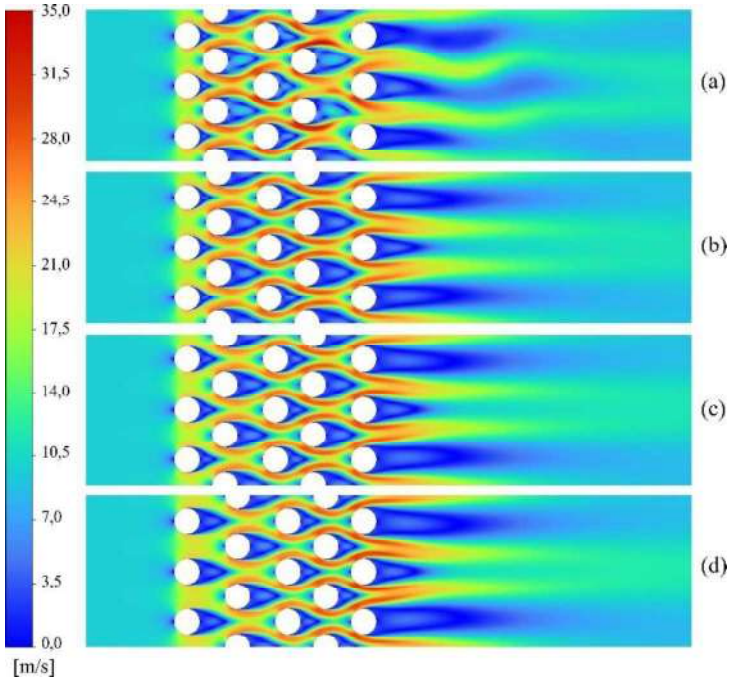


Figura 5.27. Campos de velocidade para S_{L3}/D = 1,5, S_{L2}/D = 2,0, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0.

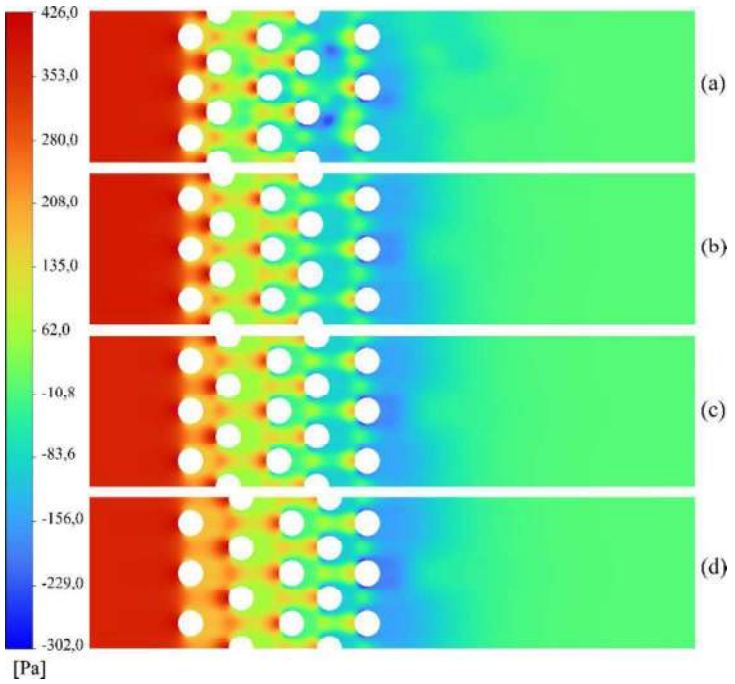


Figura 5.28. Campos de pressão para S_{L3}/D = 1,5, S_{L2}/D = 2,0, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0.

A zona de baixa pressão apresenta menor intensidade, o que resulta em menor diferencial de pressão, e melhora a eficiência aerodinâmica. Com S_{L1}/D igual a 1,25, as zonas de recirculação aumentaram com um espaço turbulento maior na região da camada limite. Ainda, ocorreu um aumento na força de arrasto, devido aos maiores gradientes de pressão.

Para S_{L1}/D = 1,5 e 2,0, os coeficientes de arrasto apresentam valores intermediários e próximos entre si. As regiões de recirculação ainda estão presentes, porém com menor intensidade. O aumento da distância entre a primeira e a segunda fileira de cilindros permite uma reorganização mais eficiente do escoamento após a interação com a primeira fileira. Devido a gradientes de pressão menores do que em S_{L1}/D = 1,25, mas ainda maiores que em S_{L1}/D = 1,125, a perda de carga resultante também assume um valor intermediário.

A Figura 5.29 mostra o efeito de S_{L1}/D sobre o C_D para diferentes valores de S_{L2}/D e S_{L3}/D igual a 2,0. Notou-se uma tendência de queda no coeficiente de arrasto conforme a distância entre a primeira e segunda fileira aumenta, assim como quando há um aumento na distância entre a segunda e terceira fileira de cilindros. Esse comportamento só não é observado em $S_{L2}/D = S_{L1}/D$ = 2,0, em caso de grande aumento no coeficiente de arrasto.

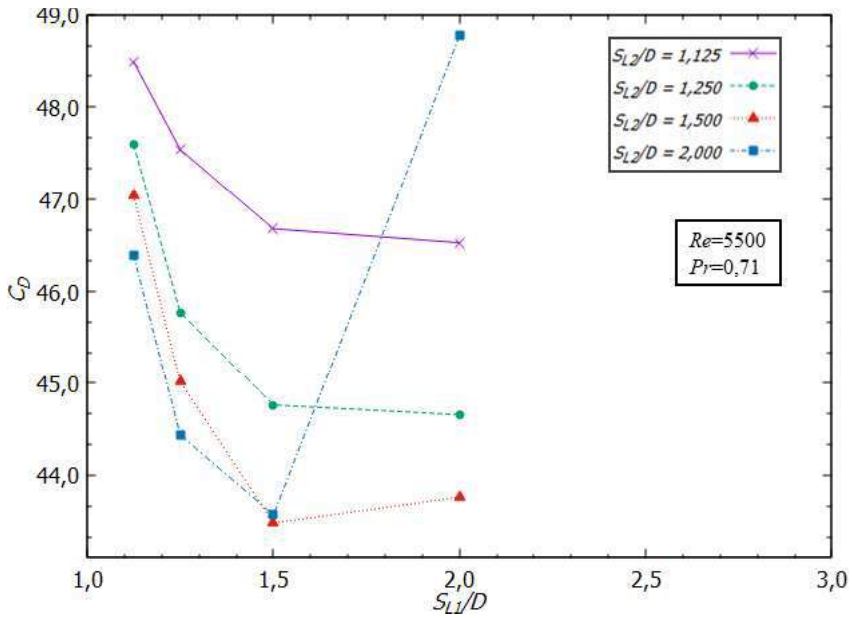


Figura 5.29. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o C_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 2,0.

Esse comportamento pode ser explicado a partir das Figuras 5.30 e 5.31, que mostram os campos de velocidades e pressão para S_{L2}/D = 2,0 e diversas razões de S_{L1}/D. Com S_{L1}/D = 2,0, ocorre o pior desempenho fluidodinâmico para essa razão de S_{L3}/D. As regiões de recirculação são mais extensas, com os locais de alta velocidade do escoamento sendo mais estreitos e menos contínuos, com uma forte separação da camada limite fluidodinâmica e um gradiente de pressão mais intenso.

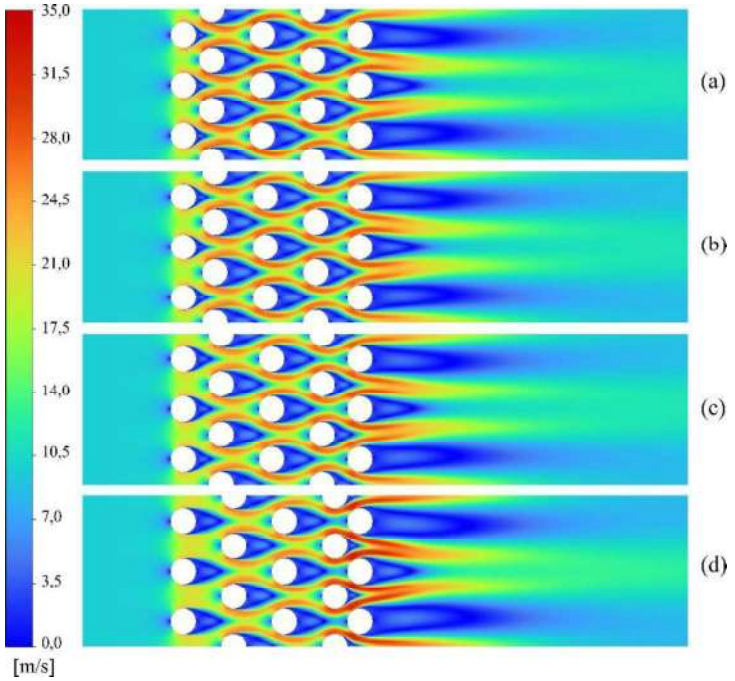


Figura 5.30. Campos de velocidade para S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 2,0, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0.

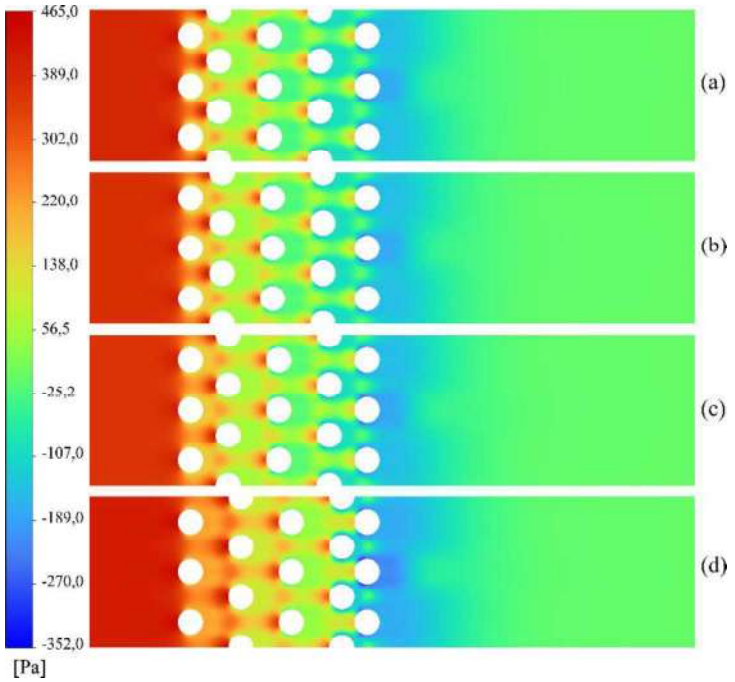


Figura 5.31. Campos de pessão para S_{L3}/D = 2,0, S_{L2}/D = 2,0, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5; (d) S_{L1}/D = 2,0.

O efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre C_D para diferentes valores de S_{L2}/D e S_{L3}/D = 3,0 é demonstrado na Figura 5.32.

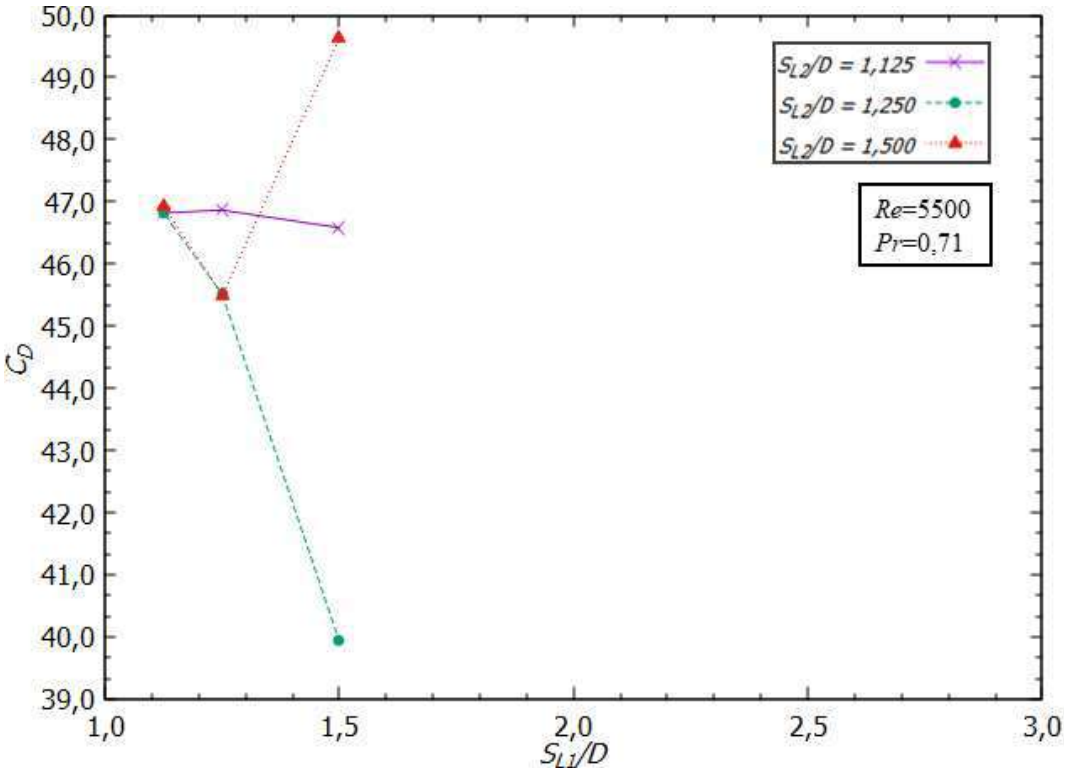


Figura 5.32. Efeito do parâmetro S_{L1}/D sobre o C_D para diferentes valores de S_{L2}/D, com S_{L3}/D = 3,0.

A análise das combinações de espaçamento S_{L1}/D e S_{L2}/D evidenciou variações significativas no coeficiente de arrasto. O C_D diminui:

- para S_{L2}/D = 1,125, observa-se uma leve diminuição de C_D quando S_{L1}/D é elevado de 1,125 para 1,5, com o restante das razões relativamente constantes;
- para S_{L2}/D = 1,25, ocorre uma redução mais pronunciada de C_D em S_{L1}/D = 1,5, em comparação aos valores obtidos para S_{L1}/D = 1,125 e 1,25.

Porém C_D aumenta:

- para S_{L2}/D = 1,5 quando S_{L1}/D =1,5, registrando um aumento expressivo comparado as demais combinações.

Na Figura 5.33 é demonstrado os campos de velocidade para S_{L3}/D = 3,0 e S_{L2}/D = 1,5, com diversos S_{L1}/D. Nota-se que para S_{L1}/D =1,5, o escoamento se torna mais instável, com maior separação da camada limite na região dos tubos, intensificando as regiões de recirculações atrás dos cilindros, aumento o coeficiente de arrasto do arranjo.

Conforme realizado com a análise térmica, foi realizada a otimização do arranjo do ponto de vista fluidodinâmico. A Figura 5.34 (a) mostra o coeficiente de arrasto uma vez minimizado ($C_{D,m}$) em relação a razão S_{L2}/D para diferentes valores de S_{L3}/D, tendo em vista que quanto menor o coeficiente de arrasto menor a perda de carga do arranjo. O comportamento das curvas de S_{L3}/D são semelhantes, com uma queda progressiva de C_D

conforme aumenta S_{L2}/D, até o valor mínimo em S_{L2}/D e um posterior aumento em S_{L2}/D = 3,0. Em S_{L3}/D = 2,0 há uma leve diferença desse comportamento, já que o ponto mínimo ocorre em S_{L2}/D = 1,5 e em S_{L3}/D = 3,0 as diferenças ocorrem no ponto mínimo, que ocorre em S_{L2}/D = 1,25, e o posterior aumento acentuado em S_{L2}/D = 1,5.

A Figura 5.34 (b) mostra a razão S_{L1}/D ótima $(S_{L1}/D)_o$ correspondente ao $C_{D,m}$. Para S_{L3}/D = 1,125 e 125 o comportamento se repete, com $C_{D,m}$ ocorrendo em $(S_{L1}/D)_o$ = 1,5 para S_{L2}/D = 1,125, 1,25 e 3,0 e ocorrendo em $(S_{L1}/D)_o$ = 2,0 para S_{L2}/D = 1,5 e 2,0. Para S_{L3}/D = 1,5, $C_{D,m}$ ocorre em $(S_{L1}/D)_o$ = 1,125 para S_{L2}/D igual 2,0, em $(S_{L1}/D)_o$ = 1,25 para S_{L2}/D = 3,0 e em $(S_{L1}/D)_o$ = 2,0 para S_{L2}/D = 1,125, 1,25 e 1,5. Para S_{L3}/D = 2,0, $C_{D,m}$ ocorre em $(S_{L1}/D)_o$ = 2,0 para S_{L2}/D = 1,125 e 1,25 e em $(S_{L1}/D)_o$ = 1,5 para S_{L2}/D = 1,5 e 2,0. Para S_{L3}/D = 3,0, $C_{D,m}$ ocorre em $(S_{L1}/D)_o$ = 1,5 para S_{L2}/D = 1,125, em $(S_{L1}/D)_o$ = 2,0 para S_{L2}/D = 1,25 e em $(S_{L1}/D)_o$ = 1,25 para S_{L2}/D = 1,5. Como pode ser percebido, o comportamento de $(S_{L1}/D)_o$ não obedece a nenhum padrão determinado, variando muito para cada S_{L3}/D.

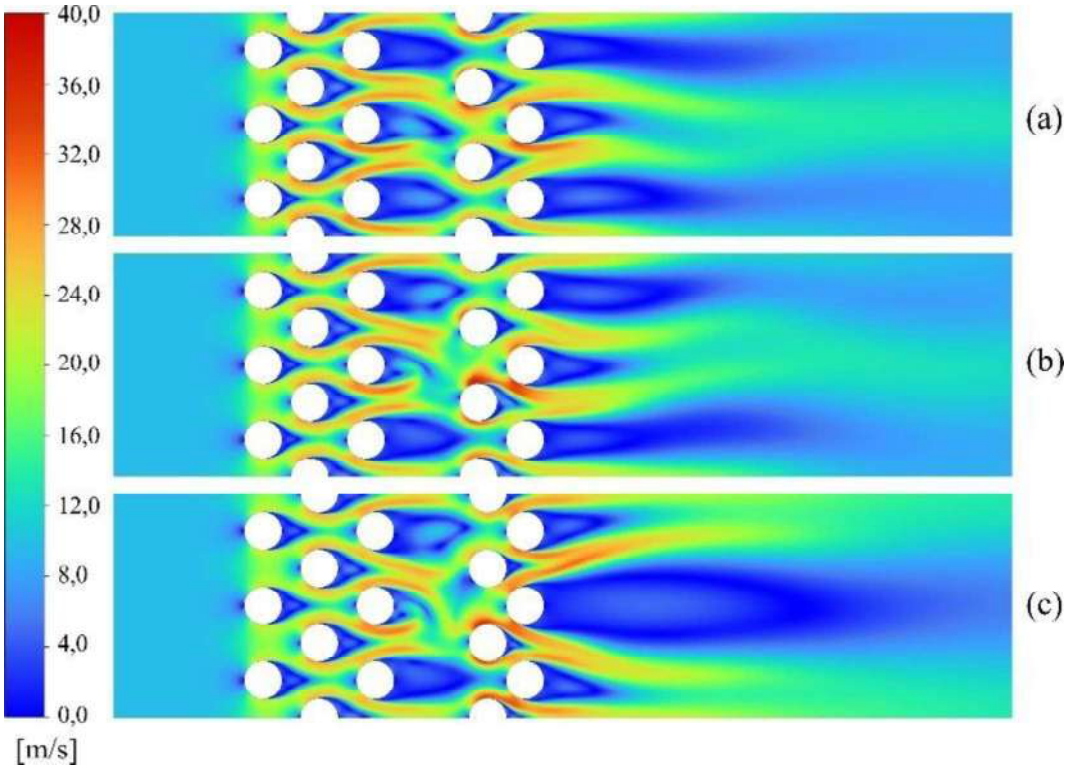


Figura 5.33. Campos de velocidade para S_{L3}/D = 3,0, S_{L2}/D = 1,5, com: (a) S_{L1}/D = 1,125; (b) S_{L1}/D = 1,25; (c) S_{L1}/D = 1,5.

Também foi analisado, posteriormente, o coeficiente de arrasto duas vezes minimizado ($C_{D,2m}$) em relação a variação de S_{L3}/D e suas respectivas razões S_{L2}/D uma vez otimizado $(S_{L2}/D)_o$ e S_{L1}/D duas vezes otimizada $(S_{L1}/D)_{2o}$, mostrado na Figura 5.35. Com S_{L3}/D = 1,125, os valores ótimos $(S_{L2}/D)_o$ e $(S_{L1}/D)_{2o}$ foram ambos 2,0, com $C_{D,2m}$ sendo o mais alto. Conforme S_{L3}/D aumenta o valor de $C_{D,2m}$ diminui, até S_{L3}/D =1,5, enquanto $(S_{L2}/D)_o$ e $(S_{L1}/D)_{2o}$ foram ambos 2,0 em S_{L3}/D = 1,25 e para S_{L3}/D = 1,5 foram iguais a

$(S_{L2}/D)_o$ = 2,0 e $(S_{L1}/D)_{2o}$ = 1,125. Em S_{L3}/D = 2,0, o valor de $C_{D,2m}$ aumenta, enquanto $(S_{L2}/D)_o$ e $(S_{L1}/D)_{2o}$ foram ambos 1,5. E em S_{L3}/D = 3,0, o valor de $C_{D,2m}$ alcança o seu menor valor, com $(S_{L2}/D)_o$ sendo igual a 1,25 e $(S_{L1}/D)_{2o}$ igual a 1,5.

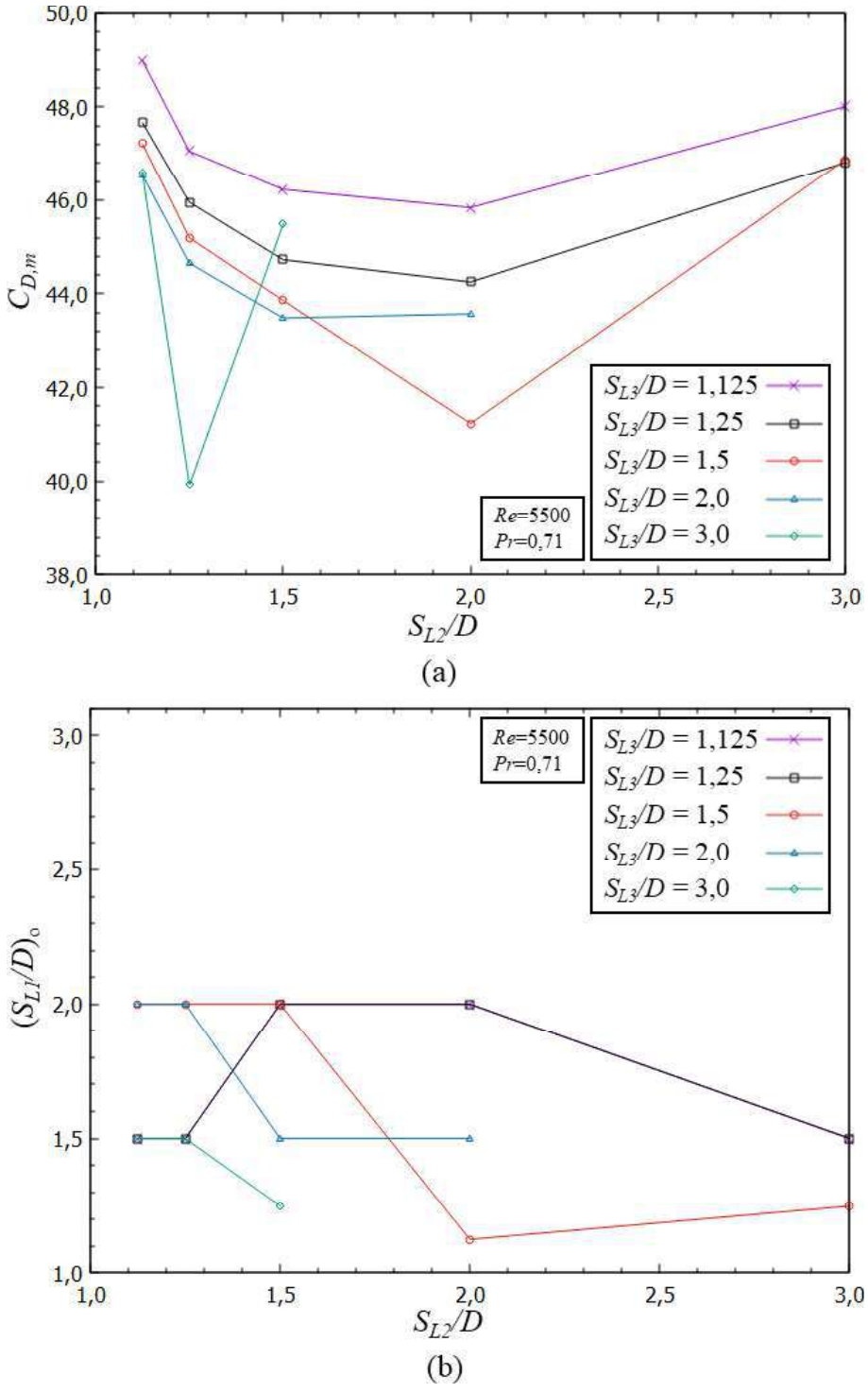


Figura 5.34. (a) C_D uma vez minimizado ($C_{D,m}$) em função de S_{L2}/D para diferentes razões de S_{L3}/D e (b) a razão S_{L1}/D ótima $(S_{L1}/D)_o$ correspondente.

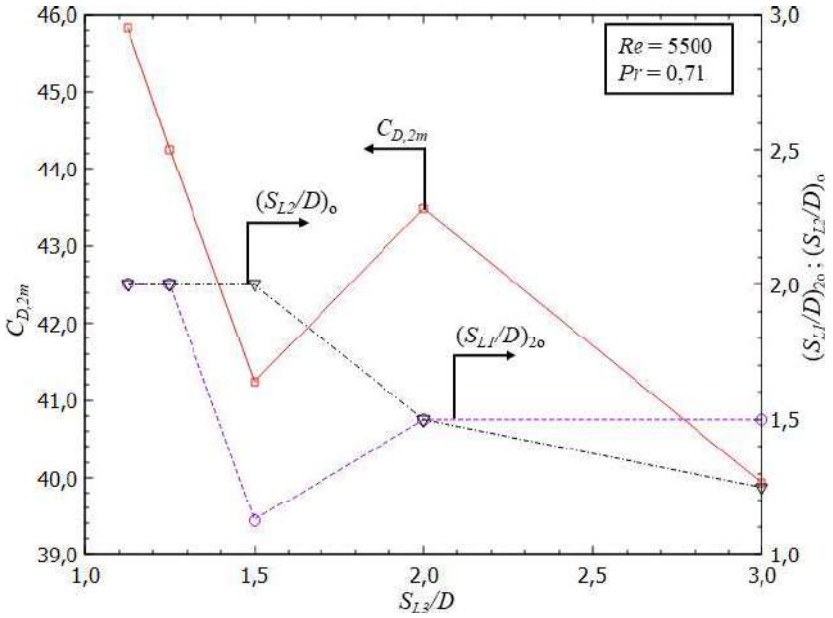


Figura 5.35. C_D duas vezes minimizado ($C_{D,2m}$), S_{L2}/D uma vez otimizado $(S_{L2}/D)_o$ e S_{L1}/D duas vezes otimizado $(S_{L1}/D)_{2o}$ em função de S_{L3}/D.

Identificou-se que a tendência para $C_{D,2m}$ ocorre quando a distribuição das fileiras de tubos está mais homogênea, com exceção do melhor caso estudado, que possui o coeficiente de arrasto três minimizado ($C_{D,3m}$) e teve o valor de 39,93, que ocorreu em S_{L1}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,25 e S_{L3}/D = 3,0, que como pode ser notado, possui as 3 primeiras fileiras mais próximas, com as fileiras restantes mais afastadas, o que forma uma região sem cilindros na parte central. Esse arranjo pode ser visto nas Figura 5.36 e 5.37, que analisou os campos de velocidade e pressão dos 3 melhores casos, do ponto de vista fluidodinâmico, dos arranjos estudados.

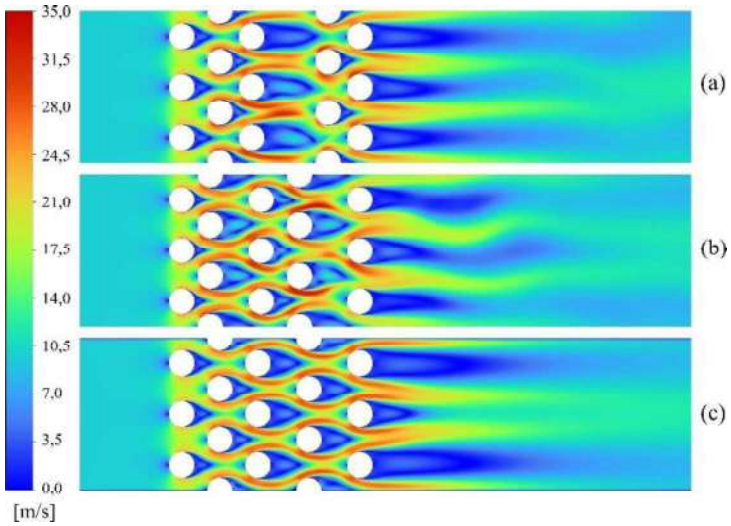


Figura 5.36. Campos de velocidade dos 3 melhores casos fluidodinâmicos: (a) S_{L1}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,25 e S_{L3}/D = 3,0; (b) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 2,0 e S_{L3}/D = 1,5; (c) S_{L1}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,5 e S_{L3}/D = 2,0.

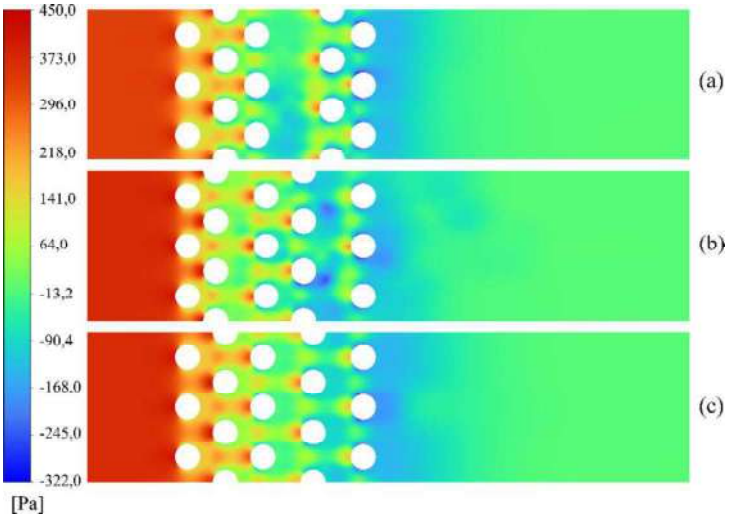


Figura 5.37. Campos de pressão dos 3 melhores casos fluidodinâmicos: (a) S_{L1}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,25 e S_{L3}/D = 3,0; (b) S_{L1}/D = 1,125, S_{L2}/D = 2,0 e S_{L3}/D = 1,5; (c) S_{L1}/D = 1,5, S_{L2}/D = 1,5 e S_{L3}/D = 2,0.

Foi observado que para os melhores casos estudados, as regiões de alta velocidade do escoamento são mais homogêneas, o que gera menores regiões de turbulência e gradientes de pressão menores.

Em contrapartida, a Figura 5.38 mostra os campos de velocidade e pressão do caso com o maior coeficiente de arrasto entre os arranjos simulados, com C_D igual a 51,941, sendo 23,12% maior que o caso ótimo. Foi observado, uma grande dispersão nos campos de velocidades, o que causa uma grande desaceleração após os obstáculo e grande turbulências na região entre os tubos da segunda fileira. Por fim, há também um elevado gradiente de pressão no escoamento, isso mostra que a pressão não se recupera de maneira eficiente após a passagem do escoamento pelos cilindros.

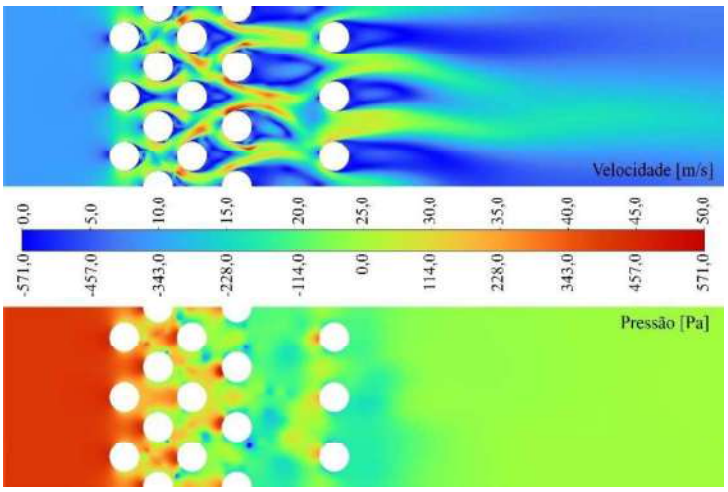


Figura 5.38. Campos de velocidade e pressão para o caso com maior perda de carga simulado, com $S_{L1} = S_{L2}/D$ = 1,125 e S_{L3}/D = 1,5 e S_{L4}/D = 3,25.

6| Conclusões

O presente trabalho investigou através do método Design Construtal, o comportamento, térmico e fluidodinâmico, da aplicação de passos longitudinais variáveis em um complexo arranjo de tubos alternados compostos de 5 fileiras de tubos. Foi imposto um escoamento turbulento com transferência de calor por convecção forçada, com a variação de 3 graus de liberdade, sendo ele S_{L1}/D, S_{L2}/D e S_{L3}/D, com S_{L4}/D variando conforme os demais passos longitudinais, com o intuito de manter o arranjo dentro da área de ocupação estipulada. Todas as simulações foram executadas com números de Reynolds e Prandtl constantes (Re = 5.500 e Pr = 0,71).

Do ponto de vista térmico, foi observado para as presentes condições de estudo que os casos com agrupamentos das fileiras de tubos, mesmo quando uma das fileiras está isolada das demais, ocorreram o melhor desempenho térmico. Enquanto os casos com as fileiras de tubos distribuídos de maneira homogênea acarretaram os piores desempenhos térmicos, com as restrições e parâmetros utilizados no trabalho.

Para a investigação do ponto de vista térmico, verificou-se que o caso com todos os graus de liberdade (S_{L1}/D, S_{L2}/D e S_{L3}/D) iguais a 1,125 e S_{L4}/D igual a 3,625 obteve o maior número de Nusselt, sendo ele igual a 69,289. Essa configuração ilustra um caso com as quatro fileiras mais próximas possíveis e a última fileira mais distante devido a configuração de construção do arranjo, no qual a primeira e a última fileiras ficam posicionadas no início e final da área de ocupação. Já o pior caso térmico ocorreu em $S_{L1}/D = S_{L2}/D$ = 1,5 e $S_{L3}/D = S_{L4}/D$ = 2,0, em um arranjo melhor distribuído, e o número de Nusselt foi igual a 64,311, sendo uma diferença de 7,18% em relação ao melhor caso.

Do ponto de vista fluidodinâmico foi observado que a organização mais distribuída das fileiras de cilindros, diminui o coeficiente de arrasto do arranjo, enquanto as distribuições com cilindros mais próximos geraram coeficientes de arrasto maiores.

Para a investigação do ponto de vista fluidodinâmico, resultou-se em um C_D igual a 39,93, sendo o arranjo com S_{L1}/D = 1,5, $S_{L2}/D = S_{L4}/D$ = 1,25 e S_{L3}/D = 3,0, com um arranjo organizado com 3 e 2 fileiras alinhadas próximas, com os demais arranjos ótimos arranjados com maior homogeneidade. Já o pior caso fluidodinâmico ocorreu em $S_{L1}/D = S_{L2}/D$ = 1,125, S_{L3}/D = 1,5 e S_{L4}/D = 3,25 com C_D sendo igual a 51,941, sendo a diferença entre o menor C_D de 23,12%.

Por fim, observou-se que mesmo as tendências ótimas térmicas e fluidodinâmicas sendo contrarias uma à outra. O melhor desempenho térmico acontece quando se tem uma maior quantidade de movimento entre os cilindros e uma camada limite térmica mais estreita, o que evita interação com outros cilindros e camadas limites térmicas. Por outro lado, o melhor desempenho fluidodinâmico acontece quando o campo de pressão é distribuído de forma mais homogênea ao longo do feixe de tubos. Mesmo com as tendências sendo contrarias, observou-se que o pior caso fluidodinâmico não foi o pior caso térmico, nem o pior caso térmico foi o pior caso fluidodinâmico.

Tendo em vista as diferenças dos resultados entre a análise térmica e fluidodinâmica, o autor sugere para os trabalhos futuros uma análise multiobjetiva, utilizando alguma ferramenta estatística. Sugere-se, também, a aplicação de outras condições de escoamento, outros passos transversais e a aplicação de transferência de calor por convecção mista. Com as tendências do arranjo, do ponto de vista térmico, o autor também sugere um estudo do arranjo sem as limitações de área de ocupação, para verificar o comportamento quando a última fileira de cilindros não está fixa no fim da área de ocupação.

Referências

Aghenese, A. P. D., Naldi, C., Rocha, L. A. O., Isoldi, L. A., Prolo Filho, J. F., Biserni, C., & Dos Santos, E. D. **Geometrical investigation of forced convective flows over staggered arrangement of cylinders employing constructal design.** International Communications In Heat And Mass Transfer, v. 155, p. 107553, 2024.

ANSYS. **Version 2022 R1 – FLUENT User's Guide,** ANSYS Inc. 2022.

Bejan, A. **Advanced engineering thermodynamics.** New York, Wiley, 1997.

Bejan, A. **Convection Heat Transfer.** John Wiley, Durham, USA, 2004.

Bejan, A. **Constructal Law: Optimization as Design Evolution.** Journal of Heat Transfer, v. 137, 2015.

Bejan, A. **From heat transfer principles to shape and structure in nature: constructal theory.** J. Heat Transfer, v. 122, n. 3, p. 430-449, 2000.

Bejan, A. **The Physics of Life: The evolution of everything.** New York, St Martin's Press, 2016.

Bejan, A. e Lorente, S., **Design with Constructal Theory.** Wiley, Hoboken, 2008.

Bejan, A. & Lorente, S. **The constructal laws and the evolution of design in nature.** Physics of the Life Reviews, v. 8, 2011.

Bejan, A. & Lorente, S. **The constructal laws and the thermodynamics of flow systems with configuration.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 47, 2004.

Bhutta, M. M. A., Hayat, N., Bashir, M. H., Khan, A. R., Ahmad, K. N., & Khan, S. **CFD applications in various heat exchangers design: A review.** Applied Thermal Engineering, 32, 1-12, 2012.

Boirlaud, M., Couton, D., & Plourde, F. **Experimental turbulent mixed convection behind a heated cylinder.** In Journal of Physics: Conference Series, Vol. 395, No. 1, p. 012096, 2012.

Çencel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2007). **Mecânica dos Fluidos–Fundamentos e Aplicações.** SÃO PAULO, McGraw-Hill.

Choudhari, V. G., Dhoble, A. S., & Panchal, S. **Numerical analysis of different fin structures in phase change material module for battery thermal management system and its optimization.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 163, 120434, 2020.

Churchill, S. W.; Bernstein, M. **A Correlating Equation for Forced Convection From Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow**. J. Heat Transfer, Trans. ASME 99: 300–306, doi:10.1115/1.3450685, 1977.

Davidson, P. **Turbulence: an introduction for scientists and engineers.** Oxford university press, 2004.

Deeb, R. **Numerical analysis of the effect of longitudinal and transverse pitch ratio on the flow and heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 183, 122123, 2022.

Dos SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A.; GOMES, M. das N.; ROCHA, L. A. O., **The Constructal Design Applied to Renewable Energy Systems.** Sustainable Energy Technologies. 1ªed.Boca Raton: CRC Press - Taylor & Francis Group, v. 1, p. 63-87, 2017.

Elmekawy, A. M. N., Ibrahim, A. A., Shahin, A. M., Al-Ali, S., & Hassan, G. E. **Performance enhancement for tube bank staggered configuration heat exchanger–CFD Study.** Chemical Engineering and Processing-Process Intensification, 164, 108392, 2021.

Fox, r. W.; Mcdonald, a. T.; Pritchard, p. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

Geuzaine, C. and Remacle, J. F. **Gmsh: a three-dimensional finite element mesh generator with built-in preand post-processing facilities.** International Journal for Numerical Methods in Engineering 79(11), pp. 1309-1331, 2009.

Gonzales, g. V.; lorenzini, g.; isoldi, l. A.; rocha, l. A. O.; dos santos, e. D.; silva neto, a. J. **Constructal design and simulated annealing applied to the geometric optimization of an isothermal double t-shaped cavity**. International journal of heat and mass transfer, v. 174, p. 121268-19, 2021.

Hajabdollahi, H., Shafiey Dehaj, M., Masoumpour, B., & Ataeizadeh, M. **Optimal design analysis of a tubular heat exchanger network with extended surfaces using multi-objective constructal optimization.** Frontiers in Energy, 16(5), 862-875, 2022.

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa.** 6ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

Kasagi, N.; Iida, O. **Progress in Direct Numerical Simulation of Turbulent Heat Transfer**. Proceedings of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference, pp. 1 – 17, San Diego, USA, 1999.

Langtry, R.B.; Menter, F.R. **Correlation-Based Transition Modeling for Unstructured Parallelized Computational Fluid Dynamics Codes.** AIAA J., 47, 2894–2906, 2009.

Langtry, R.B.; Menter, F.R. **Transition modelling for general CFD applications in aeronautics.** In 43rd AIAA aerospace sciences meeting and exhibit, 2005.

Launder, B. E. & Spalding, D. B. **The numerical computation of turbulent flows.** Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, v. 3, n. 2, 1974.

Lesieur, M., Métais, O., Comte, P. **Large-Eddy Simulations of Turbulence**. Cambridge, New York, 2005.

Maliska, C.R., **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2ª Ed, 2004.

Mangrulkar, C. K., Abraham, J. D., & Dhoble, A. S. **Numerical studies on the near wall y+ effect on heat and flow characteristics of the cross flow tube bank.** In Journal of Physics: Conference Series (Vol. 1240, No. 1, p. 012110). IOP Publishing, 2019.

Mangrulkar, C. K., Dhoble, A. S., Abraham, J. D., & Chamoli, S. **Experimental and numerical investigations for effect of longitudinal splitter plate configuration for thermal-hydraulic performance of staggered tube bank.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 161, 120280, 2020.

Mangrulkar, C. K., Dhoble, A. S., Chakrabarty, S. G., & Wankhede, U. S. **Experimental and CFD prediction of heat transfer and friction factor characteristics in cross flow tube bank with integral splitter plate.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 104, 964-978, 2017.

Menter, F. R. **Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications** [J]. AIAA Journal, 32: 1598–1605, 1994.

Menter, F. R., Langtry, R. B., Likki, S. R., Suzen, Y. B., Huang, P. G., and Volker. S. **A Correlation Based Transition Model Using Local Variables Part 1 - Model Formulation.** (ASME-GT2004-53452), 2004.

Menter, F, LANGTRY R, VÖLKER S. **Transition modelling for general purpose CFD codes** [J]. Flow, Turbulence and Combustion, 77: 277–303, 2006.

Menter, F. R., Kuntz, M. & Langtry, R. **Tem Years of industrial experience with SST turbulence model.** Turbulence, Heat and Mass Transfer, v. 4, 2003.

Mittal, S., Kumar, V., & Raghuvanshi, A. **Unsteady incompressible flows past two cylinders in tandem and staggered arrangements.** International journal for numerical methods in fluids, 25(11), 1315-1344, 1997.

Mustafa, A. W., Sulaiman, U. A., & Awad, M. M. **Constructal design of crossflow heat exchanger with concentric and eccentric circular fins.** Heat Transfer, 2023.

Nakamura, H., & Igarashi, T. **Heat Transfer in Separated Flow behind a Circular Cylinder for Reynolds Numbers from 120 to 30000 (2nd Report, Unsteady and Three-Dimensional Characteristics).** JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering, 47(3), 622-630, 2004a.

Nakamura, H., & Igarashi, T. **Unsteady heat transfer from a circular cylinder for Reynolds numbers from 3000 to 15,000.** International Journal of Heat and Fluid Flow, 25(5), 741-748, 2004b.

Nemati, H., Rahimzadeh, A. R., & Wang, C. C. **Heat transfer simulation of annular elliptical fin-and-tube heat exchanger by transition SST model.** Journal of Central South University, 27(8), 2324-2337, 2020.

Park, J. M., Kim, O. J., Kim, S. J., & Shin, Y. C. **Heat transfer characteristics of circular and elliptic cylinders in cross flow.** *Advances in Mechanical Engineering*, *7*(11), 1687814015619553, 2015.

Patankar, S. V. and Spalding, D. B. **A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-dimensional Parabolic Flows**, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, p. 1787, 1972.

Pedroti, V. A., De Escobar, C. C., Dos Santos, E. D., & Souza, J. A. **Thermal analysis of tubular arrangements submitted to external flow using constructal theory.** International Communications in Heat and Mass Transfer, 111, 104458, 2020.

Pope, S. B. **Turbulent Flows.** Cambridge University Press, New York, USA, 2008.

Ram, D. R., Singh, K., & Rahul, D. **Mixed Convection Dynamics of Newtonian Fluids from in-line Tube Banks Geometry.** In Proceedings of the International Conference on Advances in Chemical Engineering, 2020.

Saugat, P.**Large eddy simulation for incompressible flows, an introduction**. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Germany, 2006.

Saw, L. H., Ye, Y., Tay, A. A., Chong, W. T., Kuan, S. H., & Yew, M. C. **Computational fluid dynamic and thermal analysis of Lithium-ion battery pack with air cooling.** Applied energy, 177, 783-792, 2016.

Scholten, J. W., & Murray, D. B. **Unsteady heat transfer and velocity of a cylinder in cross flow—I. Low freestream turbulence.** *International journal of heat and mass transfer*, *41*(10), 1139-1148, 1998.

Shah, R. K. **Fundamentals of heat exchanger design** / Ramesh K. Shah, Dusˇan P. Sekulic´. p. cm. ISBN 0 471 32171 0, 2003.

Souza, P. D., Biswas, D., & Deshmukh, S. P. **Air side performance of tube bank of an evaporator in a window air-conditioner by CFD simulation with different circular tubes with uniform transverse pitch variation.** International Journal of Thermofluids, 3, 100028, 2020.

Sutheesh, P. M., Atul, A. P., & Rohinikumar, B**. Numerical and experimental investigations of thermal performance of lithium-ion battery with hybrid cooling system under dry-out condition.** Journal of Energy Storage, 84, 110889, 2024.

Teixeira, F. B., Santos, A. L. G., Rocha, L. A. O., Isoldi, L. A., & dos Santos, E. D. **Meshing Strategy Evaluation for a Square Shaped Bluff Body under High Reynolds Number Cross Flow.** Revista Mundi Engenharia, Tecnologia e Gestão (ISSN: 2525-4782), 3(2), 2018.

Tiwari, S., Chakraborty, D., Biswas, G., & Panigrahi, P. K. **Numerical prediction of flow and heat transfer in a channel in the presence of a built-in circular tube with and without an integral wake splitter.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 48(2), 439-453, 2005.

Versteeg, H. K. e Malalasekera, W., An **Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method**. 1st Ed, Longman, England, 2007.

Wilcox, D. C., **Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models**. AIAA Journal, v. 26, n. 11, p. 1299-1310, 1988. (DOI: 10.2514/3.10041)

Wilcox, D.C. **Turbulence Modeling for CFD.** DCW Industries, La Canada, USA, 2002.

Yang, N., Zhang, X., Li, G., & Hua, D. **Assessment of the forced air-cooling performance for cylindrical lithium-ion battery packs: A comparative analysis between aligned and staggered cell arrangements.** Applied thermal engineering, 80, 55-65, 2015.

Zukauskas, A. **Heat transfer from tubes in crossflow.** 1. ed. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1985.