

UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA – UDESC
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA – PPGEM
MESTRADO ACADÊMICO EM ENGENHARIA MECÂNICA

WILLIAN KÉVIN RAUBER

AVALIAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE
TROCADORES DE CALOR ALETADOS: ESTUDO DE CONFIGURAÇÕES
GEOMÉTRICAS PARA AS ALETAS

JOINVILLE – SANTA CATARINA - BRASIL

2021

WILLIAN KÉVIN RAUBER

**AVALIAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE
TROCADORES DE CALOR ALETADOS: ESTUDO DE CONFIGURAÇÕES
GEOMÉTRICAS PARA AS ALETAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade do Estado de Santa Catarina, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, área de concentração em Modelagem e Simulação Numérica.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Sergio Berving Zdanski

Coorientador: Prof. Dr. Marcus Vinícius Canhoto Alves

JOINVILLE – SANTA CATARINA - BRASIL

2021

**Ficha catalográfica elaborada pelo programa de geração automática da
Biblioteca Setorial do CCT/UEDESC,
com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)**

Rauber, Willian Kévin
AVALIAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO
DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR ALETADOS :
ESTUDO DE CONFIGURAÇÕES GEOMÉTRICAS PARA AS
ALETAS / Willian Kévin Rauber. -- 2021.
119 p.

Orientador: Paulo Sergio Berving Zdanski
Coorientador: Marcus Vinícius Canhoto Alves
Dissertação (mestrado) -- Universidade do Estado de Santa
Catarina, Centro de Ciências Tecnológicas, Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Joinville, 2021.

1. Trocadores de Calor Aletados. 2. Métricas de Melhoria. 3.
Simulação Tridimensional. 4. Modelo de Turbulência k-w SST. I.
Zdanski, Paulo Sergio Berving. II. Alves, Marcus Vinícius Canhoto.
III. Universidade do Estado de Santa Catarina, Centro de Ciências
Tecnológicas, Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. IV. Título.

WILLIAN KÉVIN RAUBER

**AVALIAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE
TROCADORES DE CALOR ALETADOS: ESTUDO DE CONFIGURAÇÕES
GEOMÉTRICAS PARA AS ALETAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade do Estado de Santa Catarina, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, área de concentração em Modelagem e Simulação Numérica.

BANCA EXAMINADORA

Paulo Sergio Berving Zdanski, Doutor em Engenharia Aeronáutica e Mecânica
Universidade do Estado de Santa Catarina (UDESC/Joinville)

Membros:

Miguel Vaz Júnior, Doutor em Engenharia Civil
Universidade do Estado de Santa Catarina (UDESC/Joinville)

Leandro Oliveira Salviano, Doutor em Engenharia Mecânica
Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho (UNESP/Ilha Solteira)

JOINVILLE – SANTA CATARINA - BRASIL

23 de fevereiro de 2021

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a minha mãe, Marines Ferretto, pelo incentivo e confiança depositados em mim; também a minha namorada Sthefany Prigol de Oliveira e ao meu amigo Bruno Eduardo Polli da Silva por me acompanharem nessa difícil jornada; agradeço também aos meus demais familiares e amigos que me ajudaram nessa jornada.

Agradeço ao meu Orientador, professor Dr. Paulo Sergio Berving Zdanski pelas ótimas conversas e pelos ensinamentos passados durante o desenvolvimento dos trabalhos e ao meu Coorientador, professor Dr. Marcus Vinícius Canhoto Alves, por sempre estar me incentivando e esclarecendo minhas dúvidas.

Agradeço aos meus colegas de laboratório, Ualisson Ferreira da Silva e Júlio César Tomio pelas ótimas conversas e pela ajuda no desenvolvimento do trabalho, agradeço também ao professor Dr. Ricardo de Medeiros pelas conversas descontraídas.

Ao professor Dr. Alessandro Batschauer por conceder acesso ao laboratório do Núcleo de Processamento de Energia Elétrica (nPEE) para soldagem dos termopares utilizados nesse trabalho, e aos alunos Rhuan Moser e Gustavo Tavares pela ajuda nesse procedimento, meu muito obrigado!

Por último, agradeço também para a FAPESC (Fundação de Amparo à Pesquisa e Inovação do Estado de Santa Catarina) que suporta o laboratório através dos projetos 2019TR783 e 2019TR779, agradeço também aos órgãos CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo financiamento durante o meu primeiro ano de mestrado e a Universidade do Estado de Santa Catarina (UDESC) pela estrutura e financiamento fornecido durante o meu segundo ano, mesmo englobando o período turbulento de pandemia.

RESUMO

Trocadores de calor são equipamentos aplicados em uma grande gama de problemas na prática, incluindo desde sistemas domésticos a industriais. O presente trabalho tem o objetivo de analisar o desempenho térmico de trocadores de calor utilizando novas formas geométricas para aletas, visando a redução de massa do equipamento. Desta forma, entalhes em forma de losango foram inseridos na região central das aletas. Experimentação em túnel de vento foi desenvolvida para obtenção de condições de contorno que foram utilizadas em simulações numéricas para previsão das características do escoamento e transferência de calor, visando a solução do mesmo equipamento medido em túnel de vento. As simulações numéricas foram desenvolvidas utilizando o programa comercial Ansys-Fluent® 2019R3 empregando o modelo de turbulência κ - ω SST. Posteriormente as simulações foram validadas com correlações empíricas da literatura e balanços de energia obtidos durante os experimentos. As validações realizadas indicaram que os resultados para os números de Nusselt médios obtidos neste trabalho, são condizentes com as correlações empíricas utilizadas. O estudo paramétrico realizado indicou que não houve grandes alterações nos padrões de escoamento com a utilização de entalhes nas aletas, isso se refletiu nos resultados para os números de Nusselt que tiveram pequenas variações. Um segundo aspecto estudado neste trabalho foi a obtenção de algumas métricas de melhoria, visando correlacionar a taxa de transferência de calor com parâmetros práticos importantes da aplicação desses equipamentos. Com a obtenção dos resultados foi constatado que a utilização de aletas com entalhes permite obter equipamentos com massa reduzida, o que em certas aplicações é desejável. Na avaliação da métrica de taxa de transferência de calor por unidade de massa, o equipamento com maior entalhe analisado obteve desempenho até 20% maior que a aleta de referência, mostrando assim que esse tipo de estudo tem grandes impactos em parâmetros práticos de equipamentos de transferência de calor.

Palavras-chave: Trocadores de Calor Aletados; Métricas de Melhoria; Simulação Tridimensional; Modelo de Turbulência κ - ω SST.

ABSTRACT

Heat exchangers are equipment applied to a wide range of problems in practice, including from domestic to industrial systems. The present work has the objective of analyzing the thermal performance of heat exchangers using new geometric shapes for fins, aiming to reduce the mass of the equipment. In this way, diamond-shaped orifices were inserted in the central region of the fins. Wind tunnel experimentation was developed to obtain boundary conditions that were used in numerical simulations to predict the flow characteristics and heat transfer, aiming at the solution of the same equipment measured in the wind tunnel. The numerical simulations were developed using the commercial program Ansys-Fluent[®] 2019R3 using the κ - ω SST turbulence model. Subsequently, the simulations were validated with empirical correlations in the literature and energy balances obtained during the experiments. The validations performed indicated that the results for the average Nusselt numbers obtained in this work, are consistent with the empirical correlations used. The parametric study carried out indicated that there were no major changes in the flow patterns with the use of the orifices on the fins, this was reflected in the results for the Nusselt numbers that had small variations. A second aspect studied in this work was to obtain some improvement metrics, aiming to correlate the heat transfer rate with important practical parameters of the application of this equipment. With the results obtained it was found that the use of fins with orifices allows to obtain equipment with reduced mass, which in certain applications is desirable. In the evaluation of the heat transfer rate per unit of mass metric, the equipment with the highest orifice analyzed obtained a performance up to 20% higher than the reference fin, thus showing that this type of study has great impacts on practical parameters of heat transfer equipment.

Keywords: Finned Heat Exchanger; Improvement Metrics; Three-dimensional Simulation; κ - ω SST Turbulence Model.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Escoamento cruzado. (a) Tubos aletados. (b) Banco de tubos.	23
Figura 2 - Distribuição de temperatura em regime estacionário sobre a superfície da aleta de placa com velocidade de 1m/s para os arranjos em linha (a) e escalonado (b).	26
Figura 3 – Trocador de calor com aletas circular e disposição dos furos para experimento....	27
Figura 4 - Subdivisões da aleta para medições locais de temperatura.....	28
Figura 5 - Diagrama esquemático de um trocador de calor com quatro tubos com arranjo escalonado e três aletas.....	29
Figura 6 - Diagrama esquemático de um trocador de calor com quatro tubos e três aletas com arranjo em linha.	30
Figura 7 - Domínios computacionais: (a) arranjo em linha. (b) arranjo escalonado (c) vista superior de ambos os arranjos.	31
Figura 8 – Trocador de calor com duas linhas de tubos e $Re=3000$ no plano de simetria dos tubos (a) Linhas de corrente. (b) Curvas de nível de temperatura.....	32
Figura 9 – Resultados obtidos para (a) Número de Nusselt por número de Reynolds. (b) Queda de pressão por número de Reynolds.	33
Figura 10 - Diagrama esquemático da configuração em larga escala para os diferentes padrões de aletas, (a) retangular, (b) polinomial e (c) sinusoidal.	34
Figura 11 - Perfil de temperatura para a aleta retangular.	34
Figura 12 – Diagrama esquemático das aletas corrugadas e dos tubos elípticos (a) aleta corrugada com uma ondulação (b) aleta corrugada com três ondulações.	35
Figura 13 - Curvas de nível (a) Número de Nusselt (b) Temperatura.	36
Figura 14 - Curvas de nível para o número de Nusselt com número de Reynolds de 2500 a partir de simulação LES.	38
Figura 15 - Visão geral dos métodos de acoplamento pressão-velocidade.	47
Figura 16 - Parâmetros para cálculo do diâmetro hidráulico e das correlações empíricas.....	49
Figura 17 – Perfis de temperatura obtidos pelos autores para a aleta de alumínio aplicando metodologia numérico-experimental de González, Vaz Junior e Zdanski (2019).	54
Figura 18 - Esquema das dimensões do trocador de calor.	55
Figura 19 – Vista isométrica do trocador de calor.....	55
Figura 20 – Regiões onde foram aplicadas camadas de pasta térmica.....	57
Figura 21 - Diagrama esquemático do túnel de vento.	58
Figura 22 – Field Data Logger.	58

Figura 23 – Anemômetro de fio quente.....	59
Figura 24 - Exemplificação do domínio computacional utilizado para as simulações.	60
Figura 25 - Condições de contorno para o domínio computacional.....	61
Figura 26 - Dimensões do domínio computacional utilizado.....	63
Figura 27 - Malha do domínio computacional.	63
Figura 28 – Nomenclatura das regiões do trocador de calor consideradas no domínio do sólido na malha computacional.	65
Figura 29 – Planos para elaboração das curvas de nível e análise das linhas de corrente dos escoamentos.....	67
Figura 30 – Perfil da grandeza y^+ para $ReDh = 29100$	71
Figura 31 - Teste de independência de malha para o caso da aleta de referência.	72
Figura 32 - Validação dos números de Nusselt médios para as simulações tridimensionais em comparação com correlações empíricas.	74
Figura 33 – Número de Nusselt médio para os diferentes perfis de aleta estudados.	76
Figura 34 – Curvas de queda de pressão para os diferentes perfis de aleta estudados.....	77
Figura 35 – Métrica de taxa de transferência por unidade de massa.....	79
Figura 36 – Métrica de desempenho específico.	80
Figura 37 - Curvas de nível de velocidade e linhas de corrente para o caso da aleta de referência; a) Plano 1; b) Plano 2; c) Plano 3; d) Plano 4; e) Plano 5; f) Plano 6 (os planos estão de acordo com a Figura 29).....	82
Figura 38 - Detalhamento do escoamento entre os cilindros da Figura 37(f).	84
Figura 39 – Detalhamento do escoamento a jusante do segundo cilindro da Figura 37(f).	85
Figura 40 – Linhas de corrente e curvas de nível de velocidade no plano transversal para a aleta de referência (Plano 7 da Figura 29).	86
Figura 41 – Curvas de nível de intensidade turbulenta para a aleta de referência; a) Plano 1; b) Plano 2; c) Plano 3; d) Plano 4; e) Plano 5; f) Plano 6.....	87
Figura 42 – Detalhamento do perfil de intensidade turbulenta da Figura 41(f) com linhas de corrente.	88
Figura 43 – Curvas de nível de temperatura adimensional para o caso da aleta de referência; a) Plano 1; b) Plano 2; c) Plano 3; d) Plano 4; e) Plano 5; f) Plano 6.	89
Figura 44 – Detalhamento do perfil de temperatura do segundo cilindro da Figura 43(f).....	90
Figura 45 – Perfil de temperatura adimensional na aleta de referência.....	91
Figura 46 – Perfil de número de Nusselt baseado em diâmetro hidráulico para o caso da aleta de referência.	92

Figura 47 – Perfil de número de Nusselt baseado em diâmetro hidráulico para o caso da aleta de referência considerando apenas os cilindros e a face principal da aleta.	93
Figura 48 - Curvas de nível de velocidade e linhas de corrente para o caso da aleta com maior entalhe a) Plano 1; b) Plano 2; c) Plano 3; d) Plano 4; e) Plano 5; f) Plano 6 (os planos estão de acordo com a Figura 29).	94
Figura 49 – a) Detalhamento do escoamento entre os cilindros da Figura 48(f); b) Detalhamento do escoamento a jusante do segundo cilindro da Figura 48(f).	96
Figura 50 – Linhas de corrente e curvas de nível de velocidade no plano transversal para a aleta com entalhe maior (Plano 7 da Figura 29).	97
Figura 51 - Curvas de nível de intensidade turbulenta para o caso da aleta com maior entalhe; a) Plano 1; b) Plano 2; c) Plano 3; d) Plano 4; e) Plano 5; f) Plano 6.	98
Figura 52 – Detalhamento do perfil de energia cinética turbulenta da Figura 52(f) com linhas de corrente.	99
Figura 53 – Curvas de nível de temperatura adimensional para o caso da aleta com maior entalhe; a) Plano 1; b) Plano 2; c) Plano 3; d) Plano 4; e) Plano 5; f) Plano 6.	100
Figura 54 – Perfil de temperatura adimensional na aleta com maior entalhe.	101
Figura 55 – Perfil de número de Nusselt baseado em diâmetro hidráulico para o caso da aleta com maior entalhe.	102
Figura 56 – Perfil de número de Nusselt baseado em diâmetro hidráulico para o caso da aleta com maior entalhe considerando apenas os cilindros e a face principal da aleta.	103

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Exemplos de níveis de densidade de área para trocadores de calor.	23
Tabela 2 - Constante ‘C3’ de Kaminski e Gross para trocadores de calor alinhados e alternados com diferentes números de fileiras de tubos.	52
Tabela 3 - Dimensões do trocador de calor.	56
Tabela 4 – Resistência elétrica dos aquecedores em Ohms.	56
Tabela 5 – Descrição das condições de contorno de acordo com a Figura 25.	61
Tabela 6 – Dados de velocidades e temperaturas médias obtidos a partir da experimentação em túnel de vento.	70
Tabela 7 – Tensão média da rede elétrica obtida a partir da experimentação em túnel de vento.	70
Tabela 8 – Valores médios para ‘y +’ obtidos nos refinamentos de malha para cada velocidade em função do número de elementos.	72
Tabela 9 – Desvios relativos para os números de Nusselt médios (Figura 32) dos resultados da Simulação 3D em comparação com as correlações empíricas.	74
Tabela 10 - Balanço de energia da simulação numérica comparando com os resultados experimentais.	75
Tabela 11 - Eficiência global das superfícies aletadas.	78
Tabela 12 - Diferença de temperatura da métrica de desempenho específico ($T_m - T_\infty$) [K].	80

LISTA DE EQUAÇÕES

(1) Equação de conservação da massa.....	40
(2) Equação de conservação de quantidade de movimento.....	40
(3) Equação de conservação da energia.....	40
(4) Equação de conservação de quantidade de movimento com média de Reynolds	41
(5) Equação de conservação da energia com média de Reynolds	41
(6) Equação de conservação da massa com média de Reynolds	42
(7) Hipótese de Boussinesq	42
(8) Hipótese do Gradiente.....	42
(9) Equação de conservação de quantidade de movimento com média de Reynolds e Hipótese de Boussinesq	43
(10) Equação de conservação da energia com média de Reynolds e Hipótese do Gradiente ..	43
(11) Modelagem da viscosidade turbulenta pelo modelo κ - ω SST.....	44
(12) Equação de balanço para a energia cinética turbulenta ' κ '	44
(13) Equação de balanço para a taxa de dissipação específica ' ω '	44
(14) Equação para o cálculo da distância adimensional ' y^+ '	45
(15) Definição do número de Prandtl turbulento.....	46
(16) Definição do diâmetro hidráulico para trocadores de calor aletados.....	49
(17) Volume referente a região onde a velocidade do escoamento é máxima	49
(18) Área de troca de calor referente a região onde a velocidade do escoamento é máxima...49	
(19) Porção de área referente a região onde a velocidade do escoamento é máxima.....	49
(20) Definição do número de Reynolds para trocadores de calor aletados	50
(21) Definição do número de Nusselt baseado no diâmetro hidráulico	50
(22) Definição do coeficiente médio de transferência de calor por convecção.....	50
(23) Definição do coeficiente de transferência de calor por convecção global.....	50
(24) Definição da temperatura média logarítmica.....	51
(25) Definição da eficiência global da superfície aletada.....	51
(26) Constante C_1 de ESCOA (1979)	51
(27) Constante C_2 de ESCOA (1979).....	51
(28) Equação para cálculo do número de Nusselt de trocadores de calor aletados de acordo com ESCOA (1979)	51
(29) Equação para cálculo do número de Nusselt de trocadores de calor aletados de acordo com Kaminski e Gross (2000).....	52

(30) Equação para cálculo do número de Nusselt de trocadores de calor aletados de acordo com González, Vaz Junior e Zdanski (2019)	52
(31) Definição da métrica de taxa de transferência de calor por unidade de massa.....	53
(32) Definição da métrica de desempenho específico	53
(33) Equação para o cálculo da taxa de transferência de calor pelos aquecedores durante o experimento	57
(34) Equação para cálculo da área de transferência de calor total.....	59
(35) Equação para cálculo da área de transferência de calor por um aquecedores	59
(36) Equação para cálculo da área de transferência de calor por uma aleta.....	59
(37) Equação para determinação da temperatura superficial média durante o experimento....	62
(38) Equação para cálculo da média ponderada pela área.....	64
(39) Equação para cálculo da média ponderada pelo número de elementos	65
(40) Equação para cálculo da taxa de transferência de calor total pela simulação numérica...	66
(41) Equação para cálculo do desvio relativo.....	66
(42) Equação para cálculo da coordenada 'x' adimensionalizada	68
(43) Equação para cálculo da coordenada 'y' adimensionalizada	68
(44) Equação para cálculo da coordenada 'z' adimensionalizada.....	68
(45) Equação para cálculo da velocidade adimensional.....	68
(46) Equação para cálculo da intensidade turbulenta	68
(47) Equação para cálculo da temperatura adimensional	68

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

DNS	Simulação numérica direta
ESCOA	<i>Extended Surface Corpotarion of America</i>
LES	Simulação de grandes escalas
RAM	Memória de acesso aleatório
RANS	Equações de Navier-Stokes com média de Reynolds
RNG	<i>Renormalization Group</i>
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
UHD	Ultra-alta definição

LISTA DE SÍMBOLOS

$u_{i/j}$	Componente da velocidade instantânea	[m s ⁻¹]
$x_{i/j}$	Coordenadas do sistema cartesiano	[m]
t	Tempo	[s]
P	Pressão	[Pa]
μ	Viscosidade dinâmica molecular	[Pa s]
ρ	Densidade	[kg m ⁻³]
C_p	Calor específico a pressão constante	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
T	Temperatura	[K]
k	Condutividade térmica molecular do fluido	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
$\bar{u}_{i/j}$	Componente da velocidade média	[m s ⁻¹]
\bar{P}	Pressão média	[Pa]
$u'_{i/j}$	Componente da flutuação de velocidade	[m s ⁻¹]
\bar{T}	Temperatura média	[K]
T'	Flutuação de temperatura	[K]
μ_T	Viscosidade dinâmica turbulenta	[Pa s]
κ	Energia cinética turbulenta	[m ² s ⁻²]
δ_{ij}	Delta de Kronecker	[adm]
k_T	Condutividade térmica turbulenta do escoamento ($k_T = \mu_T C_p / Pr_T$)	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
a_1	Constante para modelagem da viscosidade turbulenta do modelo κ - ω SST	[adm]
ω	Taxa de dissipação específica	[s ⁻¹]
Ω	Vorticidade	[s ⁻¹]
F_2	Função do modelo turbulência	[adm]
ε	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta	[m ² s ⁻³]
F_1	Função de mistura do modelo de turbulência	[adm]
σ_κ	Constante do modelo de turbulência κ - ω SST	[adm]
τ_{ij}	Tensor viscoso de tensão	[Pa]
β^*	Constante do modelo de turbulência κ - ω SST	[adm]
σ_ω	Constante do modelo de turbulência κ - ω SST	[adm]
$\sigma_{\omega 2}$	Constante do modelo de turbulência κ - ω SST	[adm]

γ	Constante do modelo de turbulência κ - ω SST	[adm]
β_T	Constante do modelo de turbulência κ - ω SST	[adm]
y^+	Grandeza adimensional que representa a distância da parede	[adm]
u_τ	Velocidade de cisalhamento	[m s ⁻¹]
y	Distância do primeiro ponto da malha até a parede	[m]
τ_w	Tensão de cisalhamento na parede	[Pa]
Pr_T	Número de Prandtl turbulento	[adm]
δ	Espessura da aleta	[m]
D	Diâmetro dos aquecedores	[m]
S_T	Espaçamento transversal dos aquecedores	[m]
S_L	Espaçamento longitudinal dos aquecedores	[m]
S	Espaçamento entre aletas	[m]
L_f	Largura e altura da aleta	[m]
L_s	Comprimento dos aquecedores elétricos	[m]
Dh	Diâmetro hidráulico	[m]
V'	Volume na região onde a velocidade do escoamento do ar é máxima	[m ³]
A'	Área de troca de calor na região onde a velocidade do escoamento do ar é máxima	[m ²]
Ψ	Porção de área de entrada onde a velocidade do escoamento do ar é máxima	[adm]
Re_{Dh}	Número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico	[adm]
v_∞	Velocidade do escoamento livre	[m s ⁻¹]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W m ⁻² K ⁻¹]
T_{filme}	Temperatura de filme ($T_{filme} = (T_s + T_\infty)/2$)	[K]
Nu_{Dh}	Número de Nusselt baseado no diâmetro hidráulico	[adm]
\bar{h}	Coefficiente de transferência de calor por convecção médio	[W m ⁻² K ⁻¹]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
A	Área superficial	[m ²]
ΔT_{lm}	Média logarítmica da temperatura	[K]
U	Coefficiente de transferência de calor por convecção global	[W m ⁻² K ⁻¹]
\dot{Q}_{total}	Taxa de transferência de calor numérica total	[W]
T_s	Temperatura da superfície	[K]
T_∞	Temperatura do escoamento livre	[K]

T_{sai}	Temperatura de saída do fluido após passar o trocador de calor	[K]
$\bar{\eta}_0$	Eficiência global da superfície aletada	[adm]
C_1	Constante de ESCOA (1979)	[adm]
C_2	Constante de ESCOA (1979)	[adm]
N_L	Número de linhas de tubos	[adm]
Pr	Número de Prandtl ($Pr = \mu C_p / k$)	[adm]
A_{tca}	Área total de transferência de calor da superfície com aletas	[m ²]
A_{sa}	Área de transferência de calor sem aletas	[m ²]
T_m	Temperatura média da superfície da aleta	[K]
C_3	Constante de Kaminski e Gross (2000)	[adm]
C_4	Constante de González, Vaz Junior e Zdanski (2019)	[adm]
\dot{Q}_f	Taxa de transferência de calor por uma aleta	[W]
m_f	Massa de uma aleta	[kg]
V_f	Volume de uma aleta	[m ³]
L_e	Dimensão do entalhe da aleta	[m]
\dot{Q}_{exp}	Taxa de transferência de calor experimental	[W]
\bar{V}	Tensão elétrica média da rede	[Volts]
R_i	Resistência elétrica	[Ohms]
N_s	Número de aquecedores dos aparatos	[adm]
A_t	Área superficial total do trocador de calor	[m ²]
N_f	Número de aletas dos aparatos	[adm]
A_s	Área superficial de um aquecedor	[m ²]
A_f	Área superficial de uma aleta	[m ²]
\bar{T}_s	Temperatura média da superfície dos aquecedores	[K]
n_{term}	Número de termopares	[adm]
T_l	Temperatura de cada termopar	[K]
$A_{região}$	Área superficial da região a qual o cálculo da propriedade se refere	[m ²]
ϕ	Qualquer propriedade do escoamento	[-]
n	Número de elementos da face	[adm]
A_l	Área de cada elemento da malha	[m ²]
ϕ_l	Valor de qualquer propriedade do escoamento em cada elemento da malha	[-]

n_r	Número de regiões independentes	[adm]
q_l	Fluxo de calor em cada região do trocador de calor	[W m ⁻²]
A_l	Área de cada região do trocador de calor	[m ²]
\dot{Q}_s	Taxa de transferência de calor por um aquecedor	[W]
ξ	Desvio relativo percentual	[adm]
I_{turb}	Intensidade turbulenta	[adm]
\mathbf{u}	Vetor velocidade	[m s ⁻¹]
\overline{Nu}_{Dh}	Número de Nusselt médio baseado no diâmetro hidráulico	[adm]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	OBJETIVO GERAL.....	20
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	20
1.3	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1	EQUIPAMENTOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	22
2.2	ESTUDOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS	25
3	FORMULAÇÃO TEÓRICA.....	39
3.1	PARÂMETROS GLOBAIS E CORRELAÇÕES EMPÍRICAS	48
4	MATERIAIS E MÉTODOS.....	54
4.1	MATERIAIS E MÉTODOS EXPERIMENTAIS.....	54
4.2	SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	60
4.2.1	Métodos de extração dos dados numéricos e posteriores análises	64
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	69
5.1	DADOS DOS EXPERIMENTOS EM TÚNEL DE VENTO.....	69
5.2	VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS A PARTIR DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	70
5.3	ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DO TROCADOR DE CALOR COM DIFERENTES PERFIS DE ALETAS	75
5.4	ESTUDO DOS ESCOAMENTOS E PERFIS DE PROPRIEDADES DO TROCADOR DE CALOR COM DIFERENTES PERFIS DE ALETAS	81
5.4.1	Estudo do escoamento para o caso da aleta de referência.....	81
5.4.2	Estudo do escoamento para o caso da aleta com entalhe ($Le = 48mm$)	93
6	CONCLUSÃO	104
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	106
	REFERÊNCIAS	108
	APÊNDICE A – EQUAÇÕES DE FECHAMENTO PARA O MODELO DE TURBULÊNCIA κ-ω SST E LEIS DE PAREDE	113

1 INTRODUÇÃO

Economia de energia e proteção ambiental são temas de grande importância na atualidade. Nesse sentido, a melhoria de processos e equipamentos se faz necessária, seja na melhoria de parâmetros da engenharia ou da redução de consumo de materiais para a produção desses produtos. Equipamentos de troca de calor são aplicados em uma grande gama de problemas na prática, cobrindo desde sistemas de aquecimento e condicionamento de ar domésticos, processos químicos de grande escala, produção de potência em usinas de grande porte, também são muito utilizados na indústria automotiva, naval e aeroespacial. Como suas aplicações abrangem uma grande quantidade de processos, melhorias contínuas nesses equipamentos vêm sendo feitas nos últimos anos (ÇENGEL E GHAJAR, 2012).

Para aplicações onde o espaço de trabalho e o peso do equipamento são importantes, o desenvolvimento de trocadores de calor que podem fornecer altas taxas de transferência de calor e baixas quedas de pressão são importantes. Nessa linha, a aplicação de aletas para aumento na área de transferência de calor é uma técnica muito utilizada. A introdução das aletas proporciona um aumento significativo na área de transferência de calor, mas também afeta o padrão do escoamento, quando utilizadas em casos de bombeamentos podem aumentar o custo de operação do equipamento. O uso de aletas é feito para aumentar a transferência de calor, porém essas também são utilizadas quando um dos fluidos tem uma baixa capacidade de transportar energia, que é o caso do ar, um fluido muito utilizado para aplicações térmicas (CAMPUZANO, 2018).

Diversas aplicações industriais envolvem a troca de calor com o ar, seja para resfriamento ou aquecimento. O ar é o fluido mais barato e seguro para aplicações térmicas, porém é um fluido com características de troca de calor pobres quando comparado com outros fluidos, para isso deve-se buscar técnicas para aumentar a troca de calor entre sólido e fluido, e nesse quesito a aplicação das aletas é inevitável (FRASS, 2015).

Com a aplicação de aletas, os custos de produção e consumo de matéria prima se tornam maiores, e começa a surgir a necessidade de desenvolvimento de equipamentos cada vez mais eficientes e que reduzam o consumo de materiais. Essas premissas motivam o surgimento de novas propostas para otimização dos componentes que trazem inovação para a engenharia. Nesse sentido surgem as propostas de utilização de ferramentas numéricas que possibilitam o desenvolvimento e pesquisa de novos tipos de equipamentos com custo reduzido (BENDER, 2017).

No presente estudo, uma nova proposta de geometria para as aletas será ensaiada em túnel de vento, onde os dados medidos experimentalmente serão utilizados como condições de contorno para simulações numéricas tridimensionais, as quais serão desenvolvidas utilizando o programa comercial Ansys-Fluent[®]. A aplicação da metodologia numérica em conjunto com o experimento é feita para que seja possível prever as características topológicas do escoamento e os fluxos de calor em cada região do equipamento.

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho é reproduzir os resultados de um experimento com trocador de calor de aletas planas em túnel de vento de forma numérica e posteriormente estudar diferentes formas geométricas para aletas planas, utilizando uma metodologia híbrida numérico-experimental. A metodologia experimental tem o intuito de obter condições de contorno que serão utilizadas em simulações numéricas, as quais irão servir tanto para previsão das topologias do escoamento quanto para obtenção dos fluxos de calor.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Executar experimentos com propostas de aletas planas em túnel de vento, com o intuito de se obter condições de contorno para aplicação na simulação numérica;
- Validar resultados numéricos para simulação tridimensional do trocador de calor a partir da comparação com correlações empíricas da literatura;
- Realizar simulações tridimensionais para prever fluxos de calor e obter os perfis de número de Nusselt nas regiões de parede da simulação;
- Avaliar métricas envolvendo taxa de transferência de calor por unidade de massa e desempenho específico para as aletas;
- Observar características de topologia dos escoamentos para uma aleta de referência e depois para as aletas com as geometrias propostas.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

A organização do presente trabalho está dividida em seis capítulos. O primeiro capítulo apresenta a introdução ao trabalho. No segundo capítulo é apresentada a revisão bibliográfica,

a primeira parte deste capítulo é uma breve explicação a respeito dos equipamentos de transferência de calor, depois é feita uma abordagem dos trabalhos desenvolvidos por outros autores, os quais serviram como base para a presente pesquisa, trabalhos experimentais e numéricos apresentando as metodologias utilizadas por eles. No terceiro capítulo é apresentada a formulação teórica do problema, onde são apresentadas as equações de conservação para escoamentos de fluidos, o modelo de turbulência aplicado para a solução numérica (κ - ω SST), em seguida são apresentadas diversas definições de parâmetros de engenharia e correlações empíricas que serão utilizadas para validação do problema numérico. No quarto capítulo são apresentadas os materiais e métodos utilizados, partindo da experimentação em túnel de vento até chegar na extração dos resultados para pós-processamento da solução numérica. O quinto capítulo apresenta os resultados, iniciando a partir da validação numérica, seguindo para a comparação dos parâmetros de número de Nusselt e métricas de comparação entre as aletas com diferentes geometrias e por último apresentando as topologias dos escoamentos. Para finalizar, o sexto capítulo apresenta as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica consiste em abordar pesquisas desenvolvidas por outros autores, os quais servem como base para o desenvolvimento de novos estudos. A revisão bibliográfica do presente trabalho será dividida em duas partes. Na primeira parte da revisão será feita uma breve introdução ao tipo de equipamento de transferência de calor usado na presente pesquisa, serão utilizados conteúdos encontrados em diversas bibliografias. Na segunda parte serão discutidos, principalmente, trabalhos que utilizaram metodologias numéricas, experimentais ou híbridas, que serviram como base para o entendimento do problema a ser estudado. O intuito de apresentar considerações a respeito desses trabalhos é para estabelecer um parâmetro comparativo entre os diversos métodos (numéricos ou experimentais) utilizados e os resultados obtidos por eles.

2.1 EQUIPAMENTOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

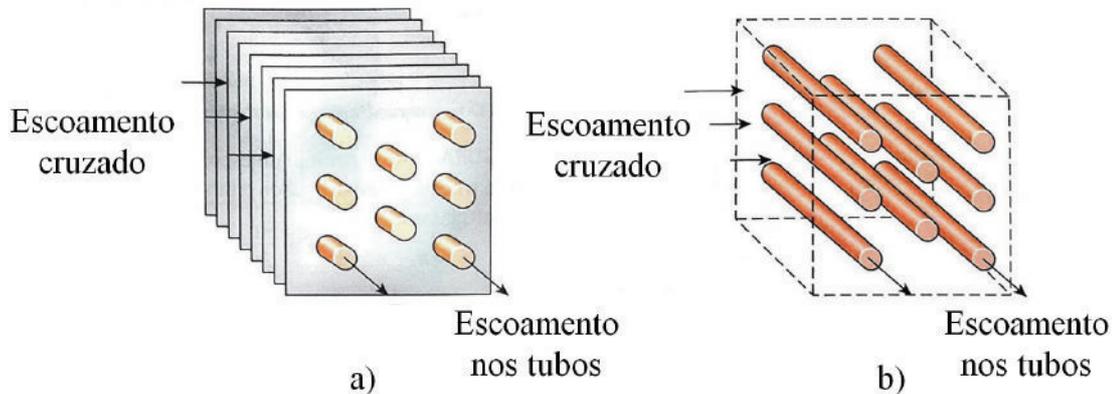
Os trocadores de calor são equipamentos construídos para realizar operações de trocas térmicas de um fluido com outro de acordo com as leis da termodinâmica, dando possibilidades, por exemplo, de aquecimento ou resfriamento de fluidos. Esse processo, por sua vez, proporciona reaproveitamento de energia térmica. Nos trocadores de calor, em geral, o fluido quente é aquele que irá fornecer a energia térmica, e quando não há mudança de fase o mesmo se resfriará, para o fluido frio ocorre o inverso, ele recebe a energia térmica e caso não haja mudança de fase se aquecerá (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Existem diversas classificações para se referir a esses equipamentos, algumas dessas classificações são referentes a sua forma construtiva, podendo chegar até a envolver os processos de transferência de energia que são aplicados. Por outro lado, as classificações mais usuais são feitas de acordo com a configuração de escoamento e no tipo da construção do equipamento. O escoamento pode ser: paralelo, contracorrente e cruzado. A configuração do escoamento interfere na taxa com a qual a energia será transferida de um fluido para o outro. Já com relação ao tipo da construção, as mais usuais são: tubo duplo, casco e tubo, placas, compacto, de tubo aletado (INCROPERA; DEWITT, 2014).

Na Figura 1, é possível observar dois trocadores de calor que possuem a configuração de escoamento cruzado, na Figura 1(a) é possível ver um trocador de calor aletado, já na Figura 1(b) um trocador de calor apenas na forma de um banco de tubos. Esse tipo de equipamento,

geralmente, possui grandes dimensões e utiliza paredes para separar os fluidos, paredes essas que costumam ser construídas de materiais metálicos.

Figura 1 - escoamento cruzado. (a) Tubos aletados. (b) Banco de tubos.



Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

Uma classificação bastante utilizada se tratando de trocadores de calor aletados é chamada de densidade de área (β), esse parâmetro é calculado a partir da razão entre a superfície de transferência de calor do trocador de calor e seu volume. Essa classificação é muito utilizada para se referir a trocadores de calor compactos ($\beta > 700\text{m}^2/\text{m}^3$), que possuem uma grande área de troca de calor em relação ao volume ocupado, algumas designações a partir dos valores de densidade de área podem ser observadas na Tabela 1 (THULUKKANAM, 2013).

Tabela 1 – Exemplos de níveis de densidade de área para trocadores de calor.

β (m^2/m^3)	<i>Exemplos</i>
700	Compacto
1000	Radiador de carro
6000	Trocadores de calor de turbinas a gás de vidro cerâmico
15000	Regenerador de um motor Stirling
20000	Pulmão Humano

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

No presente trabalho a abordagem se concentra nos trocadores de calor de escoamento cruzado com tubos aletados que possuem uma densidade de área em torno de $50\text{m}^2/\text{m}^3$. De acordo com Xie, Wang e Sunden (2009) para melhorar a performance térmica de trocadores de calor é necessário e efetivo empregar aletas do lado do ar, isso acontece pois nas aplicações de trocadores de calor é de interesse que ambos os meios (escoamento nos tubos e escoamento externo) tenham a mesma capacidade de transporte de energia, para que a eficiência do

equipamento seja a mais alta possível. Ocorre que do lado com menor capacidade de transportar energia há uma necessidade de se ter uma área disponível maior, se esse aumento de área fosse feito apenas com o aumento do tamanho dos tubos (seria o caso de aumentar os tubos da Figura 1(b)), os trocadores de calor ocupariam um grande volume, ou seja, grandes custos para manutenção dos equipamentos estariam envolvidos. Uma das possíveis soluções para resolver esse problema é construir extensões nas superfícies dos tubos, essas extensões são chamadas de aletas (SHAH; SEKULIC, 2003).

Caso o trocador de calor esteja sendo aplicado em alguma atividade, onde o meio que o circunda possui uma grande capacidade de transporte de energia¹ a aplicação de aletas muitas vezes não é necessária, porém, em meios com baixo transporte de energia a aplicação de extensão de superfícies é quase inevitável (alguns meios que possuem baixo transporte de energia são, por exemplo, gases com baixa densidade, como é o caso do ar). De acordo com Frass (2015) trocadores de calor aletados são muito utilizados pois o ar é um fluido seguro para aplicações térmicas, porém possui características de troca de térmica pobres quando comparado com outros fluidos. Essa é a principal motivação para os desenvolvimentos de estudos sobre trocadores de calor aletados.

Como as aletas são utilizadas para aumentar a transferência de calor, um fator importante a ser observado em seu uso é a sua eficiência. A utilização de aletas só é recomendada em casos onde o aumento da transferência de calor justificar a complexidade e o custo de projeto e produção dos equipamentos, que estará associado a aplicação de aletas. A eficiência das aletas diminui com o aumento da área superficial da mesma, isso ocorre por causa da diminuição do gradiente de temperatura ao longo de sua extensão, portanto o aumento do tamanho da aleta além de um valor crítico não pode ser justificado. A eficiência da maioria das aletas na prática, geralmente, é maior que 90%, já aletas com eficiências em torno de 60% não justificam o custo adicional, por isso deve-se evitar tamanhos de aletas que comprometam a sua eficácia (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

A eficiência da aleta pode ser diretamente melhorada pela escolha de um material que tenha uma elevada condutividade térmica. Alguns materiais que geralmente são utilizados são ligas de alumínio e cobre, que são materiais com altas condutividades térmicas. No entanto, apesar do cobre possuir a maior condutividade seu custo e peso são maiores, por isso a escolha mais comum de material acaba sendo das ligas de alumínio (INCROPERA; DEWITT, 2014).

¹ Alguns meios que possuem elevado transporte de energia são, por exemplo, líquidos e líquidos em mudança de fase, nesses casos a aplicação de aletas não é necessária, pois mesmo com pequenas áreas a taxa de transferência de calor já é alta.

Essa foi uma breve revisão sobre equipamentos de troca de calor aletados, diversos autores desenvolveram estudos mais específicos a respeito de trocadores de calor aletados e também com classificação de compactos, os quais serão abordados com mais detalhes na próxima seção.

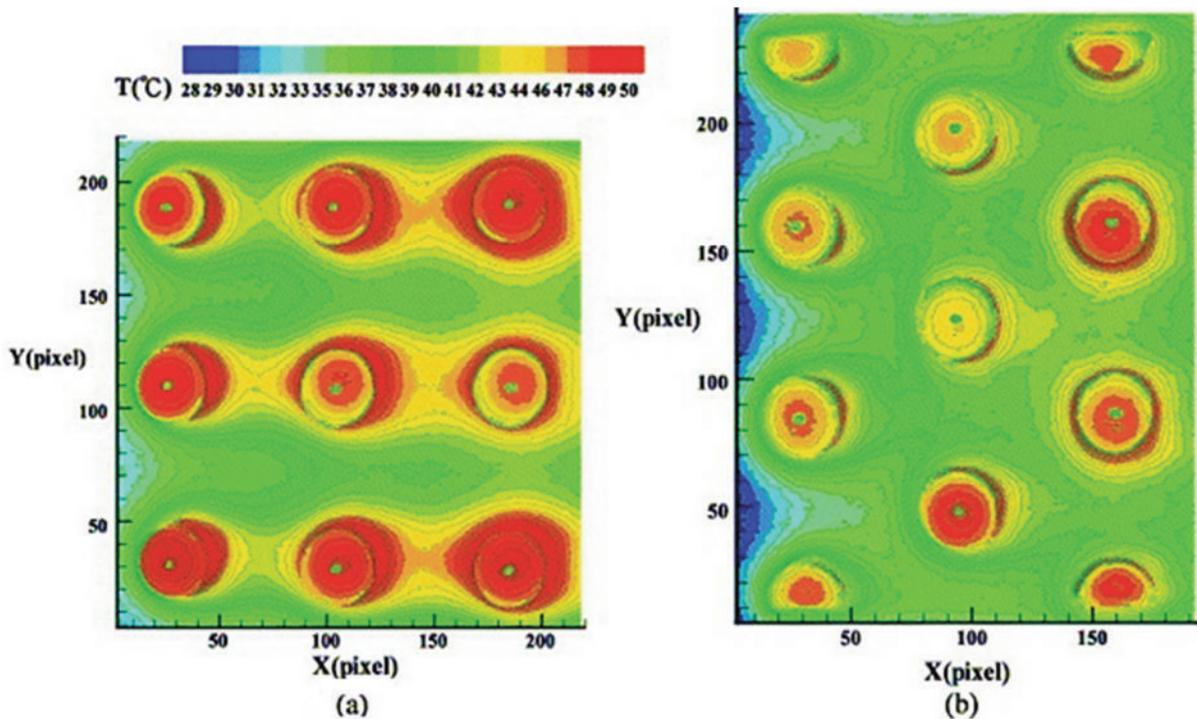
2.2 ESTUDOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS

Ao longo dos últimos anos, diversos trabalhos numéricos, experimentais ou híbridos vêm sendo desenvolvidos nas áreas de pesquisa, desenvolvimento e otimização de trocadores de calor aletados. A fim de entender quais as metodologias que estavam e estão sendo utilizadas na análise de equipamentos de troca de calor, serão abordadas, a partir de agora, algumas dessas pesquisas.

Ay, Jang e Yeh (2002) realizaram um estudo experimental onde o objetivo principal do trabalho era mostrar a possibilidade de registrar a distribuição de temperatura sobre as superfícies de aletas de trocadores de calor, utilizando termografia por infravermelho. Os autores testaram experimentalmente dois trocadores de calor com arranjos em linha e escalonado com aletas de placas planas. Ay, Jang e Yeh (2002) concluíram que a termografia por infravermelho é capaz de detectar a localização, extensão e regiões de transição e separação da camada limite sobre toda a superfície dos modelos testados. Na Figura 2(a) é possível ver as distribuições de temperatura para o arranjo em linha, e na Figura 2(b) para o arranjo escalonado. Os principais resultados indicam que os coeficientes de transferência de calor por convecção são de 14 a 32% maiores para os trocadores de calor aletados com arranjos escalonados.

Seguindo a mesma linha de Ay, Jang e Yeh (2002), outros autores utilizaram a termografia por infravermelho para verificar o comportamento térmico de trocadores de calor, pode-se citar alguns trabalhos como: Bougeard (2007), que estudou a transferência de calor local em um trocador de calor aletado com duas linhas de tubos; Huang, Yuan e Ay (2009), mediram as temperaturas superficiais para as configurações de trocadores de calor aletados em linha e escalonado; Vintrou *et al.* (2013), que estudaram qualitativamente a transferência de calor local em um trocador de calor com aleta circular; Mobtil, Bougeard e Russeil (2018), que mediram as temperaturas sobre uma aleta da segunda linha de tubos de um trocador de calor com aletas circulares e arranjo escalonado; Adhikari, Wood e Pahlevani (2020), desenvolveram um estudo experimental e numérico com um dissipador de calor aletado, utilizando termografia por infravermelho para medir as temperaturas superficiais do equipamento em operação.

Figura 2 - Distribuição de temperatura em regime estacionário sobre a superfície da aleta de placa com velocidade de 1m/s para os arranjos em linha (a) e escalonado (b).



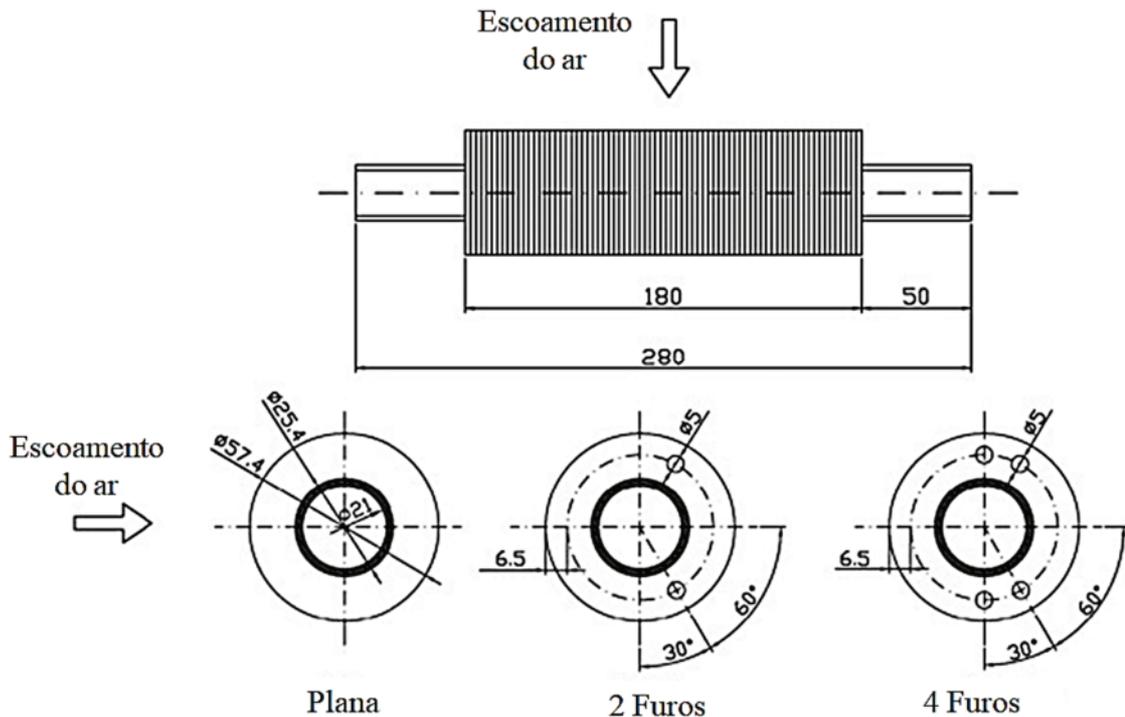
Fonte: Adaptado de Ay, Jang e Yeh (2002).

Existem diversas maneiras de se obter temperaturas a partir de estudos experimentais, alguns autores optam por utilizar termopares para as medições de temperatura ao invés de utilizar um equipamento para termografia, já para a obtenção de dados de velocidade experimentais geralmente é feita a utilização de termo anemômetros, que medem tanto a velocidade quanto a temperatura do escoamento. A partir da obtenção de dados experimentais é possível também utilizar algum método de simulação para obter outras informações referentes ao problema (metodologias híbridas), como por exemplo, o coeficiente convectivo médio do equipamento e a eficiência global da superfície aletada.

O primeiro trabalho que será abordado nessa linha experimental é a pesquisa desenvolvida por Lee *et al.* (2012). Os autores estudaram experimentalmente trocadores de calor de aletas circulares na tentativa de melhorar o desempenho do equipamento, fazendo furos nas aletas (Figura 3). Foram testadas três configurações, com dois e quatro furos e a configuração de referência, avaliando a transferência de calor por convecção e a queda de pressão nas três configurações. Os principais resultados obtidos pelos pesquisadores mostram que com dois e quatro furos os aumentos na transferência de calor são de 3,55% e 3,31%, respectivamente, e a queda de pressão foi de 0,68% para dois furos e 2,08% para quatro furos, concluindo assim que com dois furos o desempenho do equipamento foi melhorado. Com

relação aos problemas vinculados as medições com a utilização de termopares, os autores obtiveram aproximadamente 7,2% de erro médio nas taxas de transferência de calor, que para os propósitos do trabalho desenvolvido, foram aceitáveis.

Figura 3 – Trocador de calor com aletas circular e disposição dos furos para experimento.

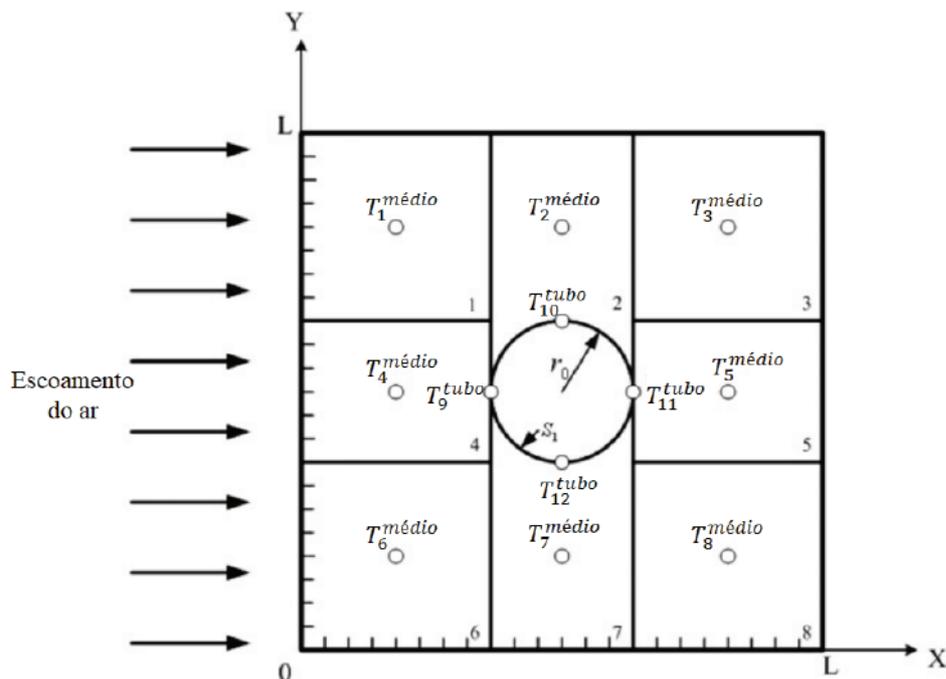


Fonte: Adaptado de Lee *et al.* (2012).

Choi *et al.* (2010) estudaram experimentalmente vários modelos de trocadores de calor aletados, com aletas individuais em cada tubo variando diversos parâmetros como: espaçamento das aletas, número de linhas de tubos, alinhamento das aletas e também o espaçamento vertical entre as aletas. Neste estudo foram utilizados termopares para medir as temperaturas superficiais durante o experimento, sendo também medidas as umidades absolutas, a diferença de pressão entre a entrada e a saída e a vazão de fluido nos tubos. Chen *et al.* (2014) também desenvolveram um estudo experimental com trocadores de calor aletados, os autores avaliaram a mudança dos parâmetros: espessura, altura e espaçamento das aletas e velocidade do ar. Os resultados obtidos pelos autores, indicam que quando há um aumento da velocidade do ar, espessura e altura da aleta, a eficiência da aleta acaba diminuindo, e as mudanças no coeficiente de transferência de calor por convecção possuem certa proporcionalidade ao passo da aleta, e são inversamente proporcionais as mudança da altura e espessura da mesma. Por fim, ambos os autores desenvolveram correlações para os equipamentos analisados que possuem boas precisões.

Conforme citado anteriormente, alguns autores utilizam experimentos para obter condições de contorno, que possibilitam o uso de métodos numéricos para obtenção de mais informações referentes aos escoamento e problemas de transferência de calor. Seguindo nessa linha, Chen, Chou e Wang (2007) propuseram um método utilizando diferenças finitas e dados experimentais de temperatura para prever o coeficiente médio de transferência de calor por convecção e a eficiência da aleta em trocadores de calor de tubos aletados. Para melhorar a qualidade dos resultados eles subdividiram a aleta em diversas regiões para assim obter um padrão de medição mais eficiente das temperaturas locais (Figura 4). Durante os experimentos variaram os espaçamentos das aletas e o número de Reynolds. Os resultados obtidos pelos pesquisadores mostram que há uma diferença considerável entre a temperatura da superfície do tubo e as bordas das aletas principalmente nas regiões de entrada do escoamento, já na região de saída do escoamento ocorrem baixos coeficientes de transferência de calor por convecção. Os autores também concluíram que a razão entre o coeficiente médio de transferência de calor na região frontal da aleta e na região da esteira formada pelo tubo do trocador de calor podem ser de até 10 vezes para as condições testadas. Um outro aspecto observado foi que o coeficiente médio de transferência de calor eleva-se juntamente com o aumento da velocidade do ar e do espaçamento das aletas, porém, quando esses parâmetros são ampliados há uma diminuição das eficiências das aletas.

Figura 4 - Subdivisões da aleta para medições locais de temperatura.

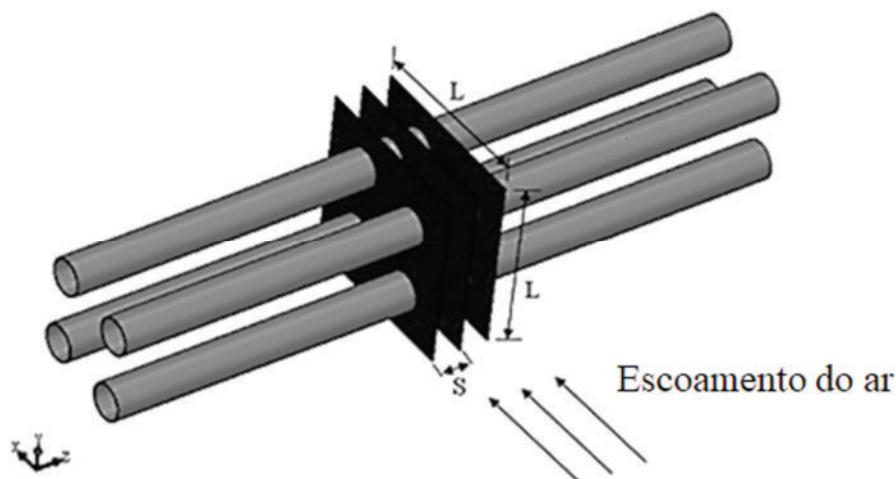


Fonte: Adaptado de Chen, Chou e Wang (2007).

Chen e Lai (2012) aplicaram a metodologia de Chen, Chou e Wang (2007) para um trocador de calor de tubos aletados com arranjo escalonado (Figura 5). Assim como no desenvolvimento da metodologia a aleta subdividida em diversas regiões menores (de acordo com a Figura 4). Os autores desenvolveram dois cálculos para os coeficientes de transferência de calor por convecção, considerando primeiro as temperaturas de cada tubo de forma individual e depois considerando a média das temperaturas dos quatro tubos. Os autores obtiveram grandes aumentos dos coeficientes de transferência de calor quando os espaçamentos das aletas aumentaram, porém, as comparações feitas com algumas correlações empíricas já existentes apresentaram grandes desvios, com valores máximos podendo ser da ordem de 80%.

Chen, Lai e Haung (2013) também aplicaram a metodologia de Chen, Chou e Wang (2007), porém, para um dissipador de calor, utilizando três aletas verticais presas em uma placa horizontal e variando os espaçamentos das aletas. Os autores também fizeram uso do programa comercial Ansys-Fluent[®] para realizar uma simulação completa do comportamento do escoamento e transferências de calor, para isso empregaram o modelo de turbulência κ - ϵ RNG. As principais conclusões obtidas pelos autores são que os dados experimentais em comparação com o método de Chen, Chou e Wang (2007) e o programa comercial Ansys-Fluent[®] estão de acordo. Os autores notaram que com o aumento da distância entre as aletas o coeficiente de transferência de calor médio na superfície das aletas diminuía em torno de 13% em comparação entre o maior e o menor espaçamento das aletas. Já na base das aletas ocorria o inverso, quanto maior o espaçamento, maior o coeficiente de transferência de calor, com um aumento de cerca de 42%.

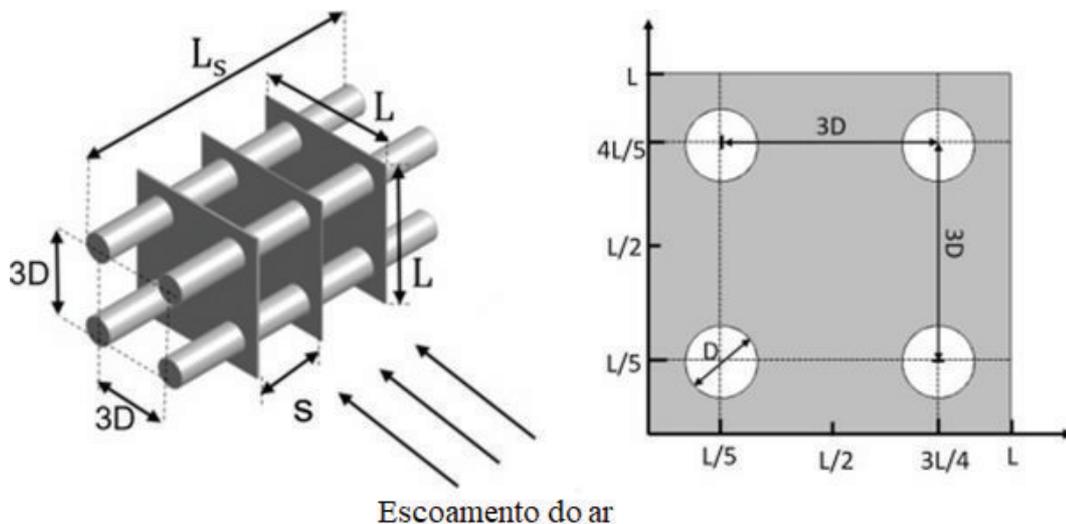
Figura 5 - Diagrama esquemático de um trocador de calor com quatro tubos com arranjo escalonado e três aletas.



Fonte: Adaptado de Chen e Lai (2012).

González, Vaz Junior e Zdanski (2019) desenvolveram uma metodologia híbrida numérico-experimental para a obtenção do coeficiente de transferência de calor por convecção médio e da eficiência da superfície aletada. O tipo de trocador estudado e as dimensões das aletas podem ser vistas na Figura 6, por fim, os autores estudaram três tipos de materiais para as aletas. A metodologia consiste em obter dados de temperaturas experimentais que são medidos nos tubos, para depois usar como condições de contorno no modelo numérico. Os autores adotaram o programa comercial Ansys-CFX[®] para as simulações. Nesse método apenas a equação da energia é solucionada numericamente, não obtendo nenhuma topologia do escoamento, porém em poucas interações é possível obter boa previsão do coeficiente de transferência de calor. Os resultados da metodologia numérico-experimental obtidos por González, Vaz Junior e Zdanski (2019) para os números de Nusselt baseados no coeficiente médio de transferência de calor por convecção, foram comparados com correlações empíricas obtendo desvios máximos da ordem de 5%. Também a partir dessa metodologia os autores observaram que os perfis de temperaturas das aletas possuíam uma região localizada no centro da aleta onde as temperaturas eram mínimas.

Figura 6 - Diagrama esquemático de um trocador de calor com quatro tubos e três aletas com arranjo em linha.

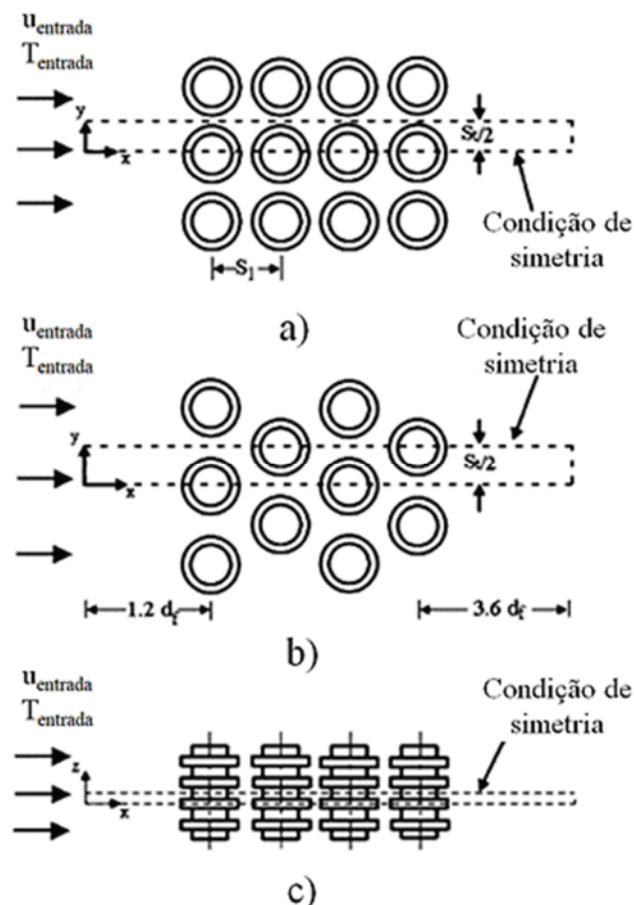


Fonte: Adaptado de González, Vaz Junior e Zdanski (2019).

Outros autores utilizam simulações numéricas para estudar trocadores de calor aletados, muitos fazem uso de programas comerciais sofisticados, os quais possibilitam a utilização de métodos robustos para resolver os problemas de escoamentos com transferência de calor conjugada. O primeiro trabalho que segue a linha numérica que será mencionado nesse texto é o trabalho de Mon e Gross (2004), esses autores estudaram numericamente os efeitos causados

pelos espaçamentos entre aletas anulares em bancos de tubos com arranjos escalonados e em linha com o intuito de fazer um estudo da transferência de calor e da queda de pressão. Os autores utilizaram o programa comercial Ansys-Fluent[®], empregando o modelo de turbulência κ - ϵ RNG para solução da turbulência, executaram simulações em regime transiente para verificar as estruturas de vórtices formados. Como condições de contorno utilizaram temperatura, velocidade e intensidade turbulenta na entrada do domínio, adotando o valor de 1% para a intensidade turbulenta. Para delimitar o domínio computacional utilizaram quatro simetrias, pode-se observar a forma do domínio computacional na Figura 7. Vários resultados sobre a transferência de calor e queda de pressão para diversos espaçamentos de aletas foram apresentados. As previsões de transferência de calor obtiveram erros máximos da ordem de 25% e os melhores resultados ficam dentro da incerteza de $\pm 15\%$. Além do mais, para a queda de pressão, os resultados possuem desvios de até 50%, e os melhores resultados obtidos estão dentro da região de $\pm 25\%$, ambas as incertezas valem para os dois arranjos.

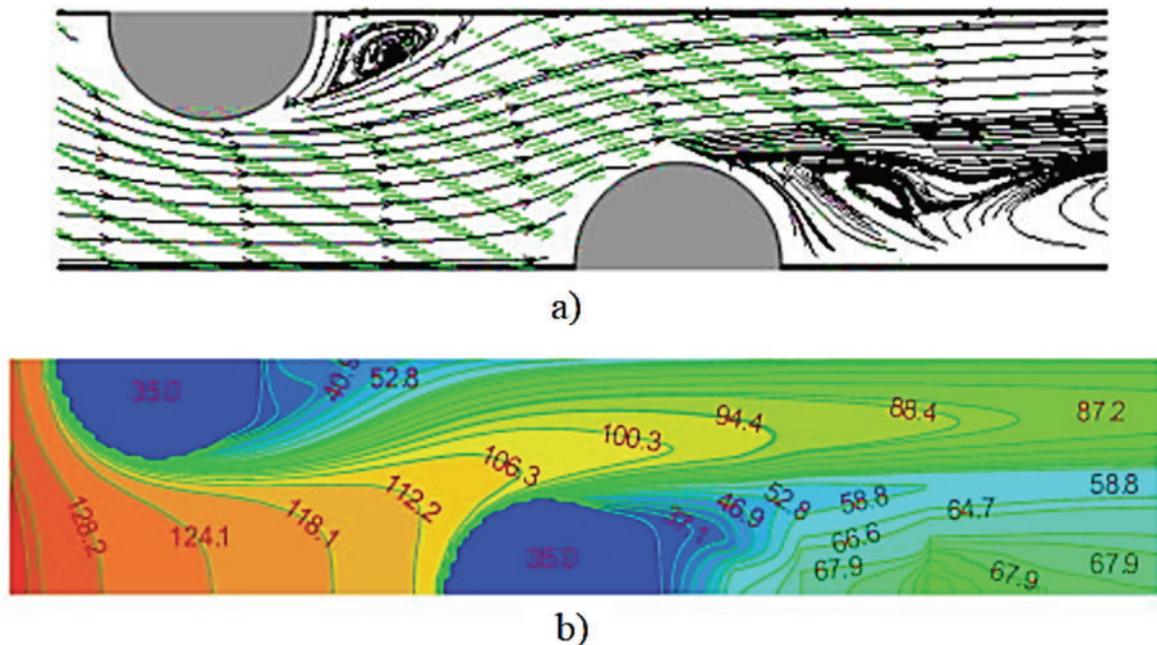
Figura 7 - Domínios computacionais: (a) arranjo em linha. (b) arranjo escalonado (c) vista superior de ambos os arranjos.



Fonte: Adaptado de Mon e Gross (2004).

Os autores Xie, Wang e Sunden (2009) também simularam um trocador de calor aletado, estudaram a transferência de calor variando parâmetros como: número de fileiras de tubos, diâmetro dos tubos, passo dos tubos e das aletas e também variaram o material das aletas. Com as simulações desenvolvidas pelos autores, notaram que o passo das aletas e o diâmetro dos tubos tem efeitos mais significativos do que o passo dos tubos, causando redução tanto na troca de calor quanto na queda de pressão. Os pesquisadores apresentam as linhas de corrente (Figura 8(a)) na região entre dois tubos, bem como as curvas de nível de temperatura (Figura 8(b)). É possível observar na Figura 8(a) um vórtice encapsulado na parte traseira do segundo cilindro, esse tipo de vórtice ocorre por conta do descolamento da camada limite no primeiro tubo que não se recola diretamente no tubo seguinte. A abordagem feita pelos autores obteve resultados numéricos que possuem desvio médio em torno de 8%, o que mostra boa concordância do modelo adotado.

Figura 8 – Trocador de calor com duas linhas de tubos e $Re=3000$ no plano de simetria dos tubos (a) Linhas de corrente. (b) Curvas de nível de temperatura.



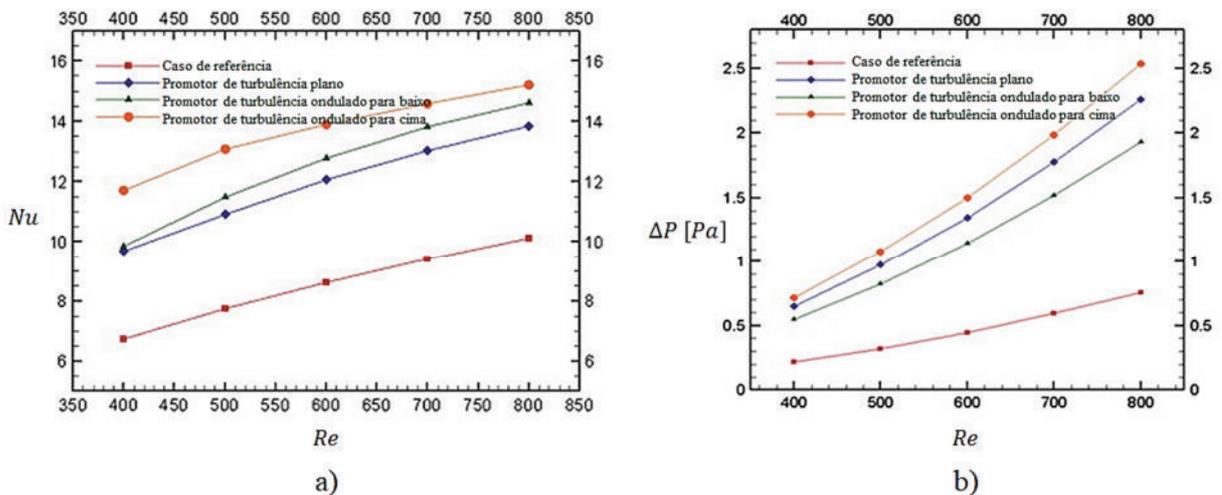
Fonte: Adaptado de Xie, Wang e Sunden (2009).

Gholami, Wahid e Mohammed (2014) estudaram numericamente a transferência de calor e a queda de pressão em um trocador de calor aletado compacto. O intuito do desenvolvimento do trabalho foi verificar as mudanças nos parâmetros térmicos e hidráulicos com a aplicação de promotor de turbulência do tipo asa delta com ondulações. Os resultados obtidos pelos autores mostraram que a utilização do promotor asa delta ondulado melhora

significativamente o desempenho da transferência de calor, isso ocorre com uma pequena penalidade na queda de pressão em comparação aos outros promotores para os números de Reynolds testados. Na Figura 9(a) é possível observar que houveram aumentos para o número de Nusselt utilizando as aletas onduladas mesmo em comparação com o promotor de turbulência plano, já na Figura 9(b) as curvas de queda de pressão a baixos números de Reynolds para as aletas onduladas não sofrem grandes alterações, por outro lado, quando o número de Reynolds aumenta, a tendência é de que os promotores de turbulência ondulados aumentem a queda de pressão cada vez mais, mesmo em comparação com o promotor plano.

Figura 9 – Resultados obtidos para (a) Número de Nusselt por número de Reynolds. (b)

Queda de pressão por número de Reynolds.

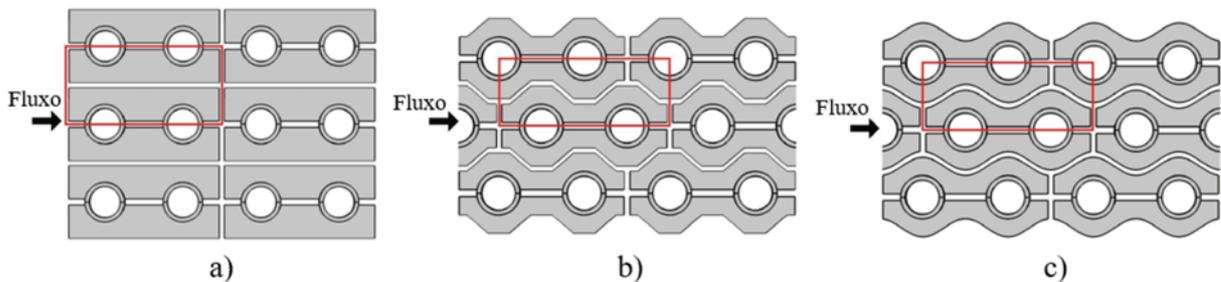


Fonte: Adaptado de Gholami, Wahid e Maomé (2014).

Singh, Sørensen e Condra (2017) também seguem a linha de simulação numérica, onde foram estudados trocadores de calor de tubos aletados utilizando três padrões de aletas denominadas: retangular (Figura 10(a)), polinomial (Figura 10(b)) e sinusoidal (Figura 10(c)). Os autores investigaram numericamente os efeitos causados por esses padrões, tanto na transferência de calor quanto na queda de pressão. Na sequência definiram várias métricas para observar os impactos de cada padrão na eficiência do equipamento e na sua massa final. Para suas análises numéricas utilizaram o programa comercial Ansys-CFX[®], com modelo de turbulência κ - ω SST (do inglês, SST - Shear Stress Transport). Na Figura 11 pode-se observar o perfil de temperatura obtido pelos autores para a aleta retangular. Os autores explicam que os gradientes de temperatura na aleta determinam a eficiência da mesma, uma maior eficiência é alcançada quando toda a superfície da aleta está na mesma temperatura da superfície dos tubos. Os resultados obtidos pelos autores para as métricas mostram a relevância desse tipo de análise,

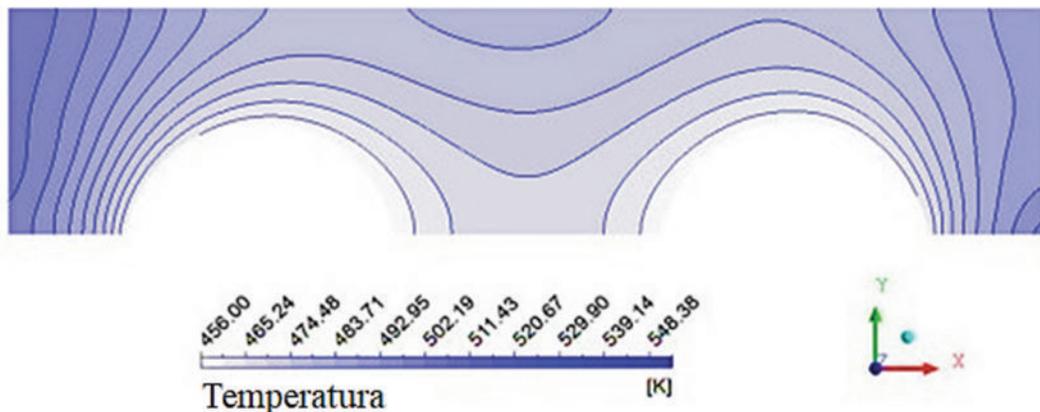
quando se trata da métrica de taxa de transferência de calor por unidade de massa os autores obtiveram melhorias nos equipamentos de até 44%, mostrando assim que a redução da massa das novas geometrias das aletas, proporcionou um equipamento mais leve e com capacidade de transferência de calor elevada. Outros resultados obtidos por Singh, Sørensen e Condra (2017), mostram que houveram aumentos de até 11% na diferença de temperatura do ar, e incrementos de 57,68% na transferência de calor para aleta sinusoidal e 54,54% para a aleta polinomial em comparação com a de referência que obteve $3,19 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$.

Figura 10 - Diagrama esquemático da configuração em larga escala para os diferentes padrões de aletas, (a) retangular, (b) polinomial e (c) sinusoidal.



Fonte: Adaptado de Singh, Sørensen e Condra (2017).

Figura 11 - Perfil de temperatura para a aleta retangular.

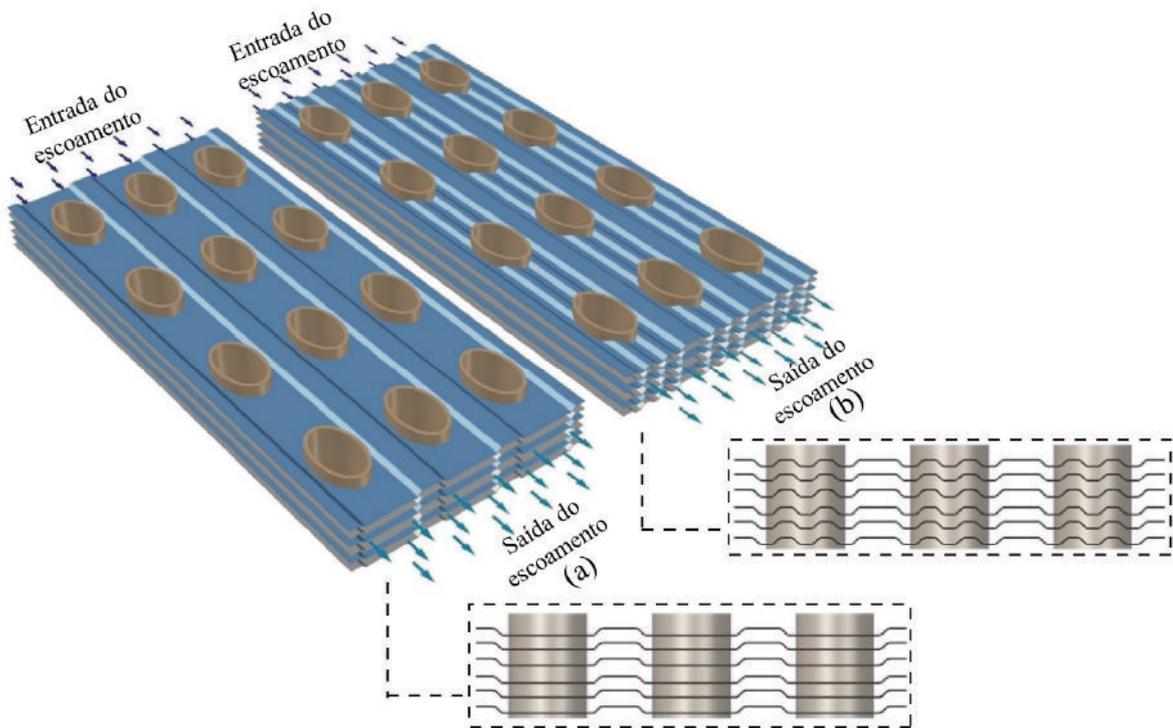


Fonte: Adaptado de Singh, Sørensen e Condra (2017).

Gholami, Wahid e Mohammed (2017) desenvolveram um estudo numérico de trocadores de calor aletados compactos com dois tipos de aletas corrugadas para verificar seus desempenhos termo-hidráulicos (Figura 12). Desenvolveram os estudos para números de Reynolds na faixa de 200 até 900 e constataram que as diferenças no escoamento entre aleta plana e aletas corrugadas é grande e que tem grande influência no desempenho do equipamento. A partir dos resultados, concluíram que as aletas corrugadas podem aumentar de forma considerável a eficiência térmica do trocador de calor, com penalidades não tão grandes na

queda de pressão. Os números de Nusselt médios obtidos a partir das simulações indicaram aumentos de até 20% em relação a um caso de com aletas planas e cilindros circulares, e também uma redução de 19% da queda de pressão. Também observaram que o valor médio de desempenho entre as aletas corrugadas e a aleta padrão é de 5% para uma ondulação e 15% para três ondulações.

Figura 12 – Diagrama esquemático das aletas corrugadas e dos tubos elípticos (a) aleta corrugada com uma ondulação (b) aleta corrugada com três ondulações.

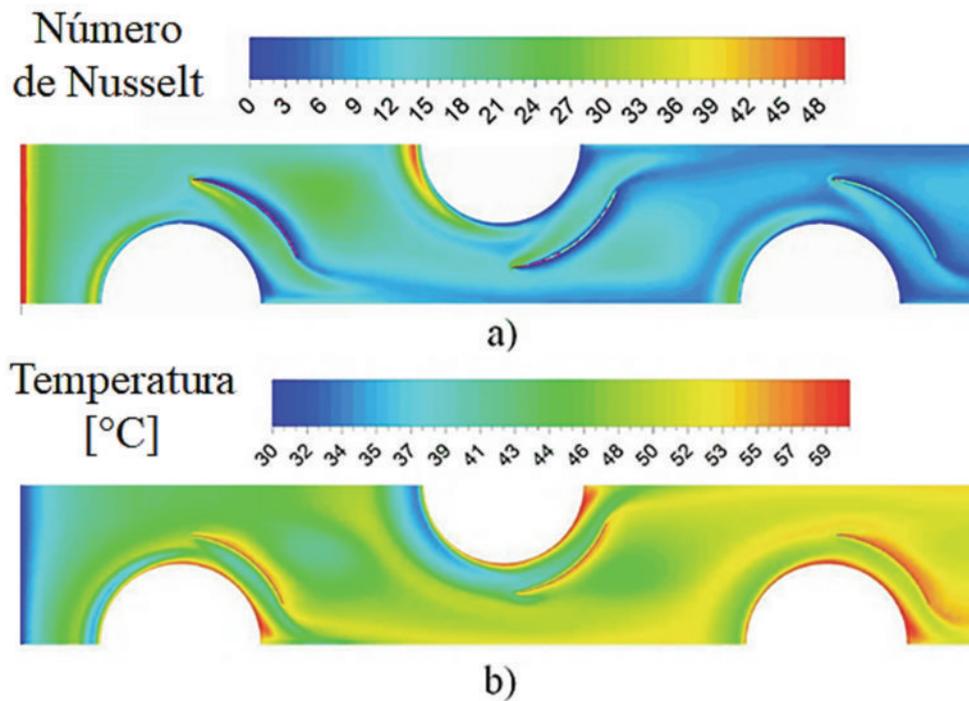


Fonte: Adaptado de Gholami, Wahid e Mohammed (2017).

Xie e Lee (2020) estudaram numericamente um trocador de calor aletado, visando melhorar a eficiência na transferência de calor no equipamento. Os autores verificaram as características de transferência de calor a partir da aplicação de promotores de turbulência fixados nas próprias aletas, utilizaram geradores de vórtices retangulares e curvados. Com a utilização o programa comercial Ansys-Fluent® Xie e Lee (2020) desenvolveram suas simulações e empregando o modelo de turbulência κ - ε RNG. Os resultados obtidos mostraram boa concordância em comparação com resultados experimentais obtidos a partir da literatura. O melhor caso obtido pelos autores, pode ser observado na Figura 13, esse caso possui um gerador de vórtices com raio 1,55 vezes maior que o diâmetro do tubo e relação de largura e espaçamento entre aletas de 0,8. Nesse caso o gerador de vórtices ocupa quase todo o espaçamento entre as aletas resultando que apenas um dos lados da mesma tenha promotor. É

possível notar pelas curvas de nível de Nusselt (Figura 13(a)), que os pontos de máximos ocorrem nas mesmas regiões dos pontos de estagnação do escoamento (região frontal das aletas e dos tubos). Os geradores de vórtices aplicados por Xie e Lee (2020) tornam a distribuição de temperatura no escoamento mais homogênea (Figura 13(b)), esse efeito é causado pela diminuição das regiões de acumulação de calor (que ocorrem nas recirculações).

Figura 13 - Curvas de nível (a) Número de Nusselt (b) Temperatura.



Fonte: Adaptado de Xie e Lee (2020).

Carpio e Valencia (2021) estudaram numericamente cinco configurações para um trocador de calor compacto com tubos oblongos e promotores de turbulência do tipo asa delta, em regime laminar. Utilizando um total de 39 promotores de turbulência conseguiram aumentos de até 52% em relação a geometria com aletas planas, porém neste mesmo caso a penalidade do fator de atrito aumento em 138%, esse caso foi. Os autores notaram que uma das aplicações com 18 promotores de turbulência obteve uma melhoria de desempenho o de 38% com um aumento de queda de pressão de 60%.

As metodologias numéricas utilizadas para as simulações dos problemas citados anteriormente empregam uma abordagem do tipo RANS². Do ponto de vista da engenharia a aplicação dessa metodologia fornece resultados rápidos e confiáveis, no entanto, existem outras

² Do inglês, *RANS - Reynolds Averaged Navier-Stokes* (WILCOX, 2006, p. 39).

abordagens como a simulação de grandes escalas, LES³. Esse tipo de simulação resolve a turbulência com maior precisão, e possibilita capturar os fenômenos que ocorrem no escoamento como o desprendimento de vórtices por serem transientes em sua essência. Além dos autores já citados no texto, existem diversos outros que utilizaram a metodologia RANS e modelos de turbulência conhecidos, entre eles podem ser citados: Taler e Ocloń (2014) que desenvolveram simulações por meio do programa comercial Ansys-CFX[®] utilizando o modelo de turbulência κ - ω SST; Martinez-Espinosa *et al.* (2016) que empregaram o modelo de turbulência κ - ϵ RNG; Koosha (2016) que também aplicou o modelo κ - ω SST; Xue *et al.* (2018) usando o modelo κ - ϵ RNG; e Wang *et al.* (2019) que simularam utilizando o programa comercial Ansys-Fluent[®] aplicando o modelo de turbulência κ - ω padrão.

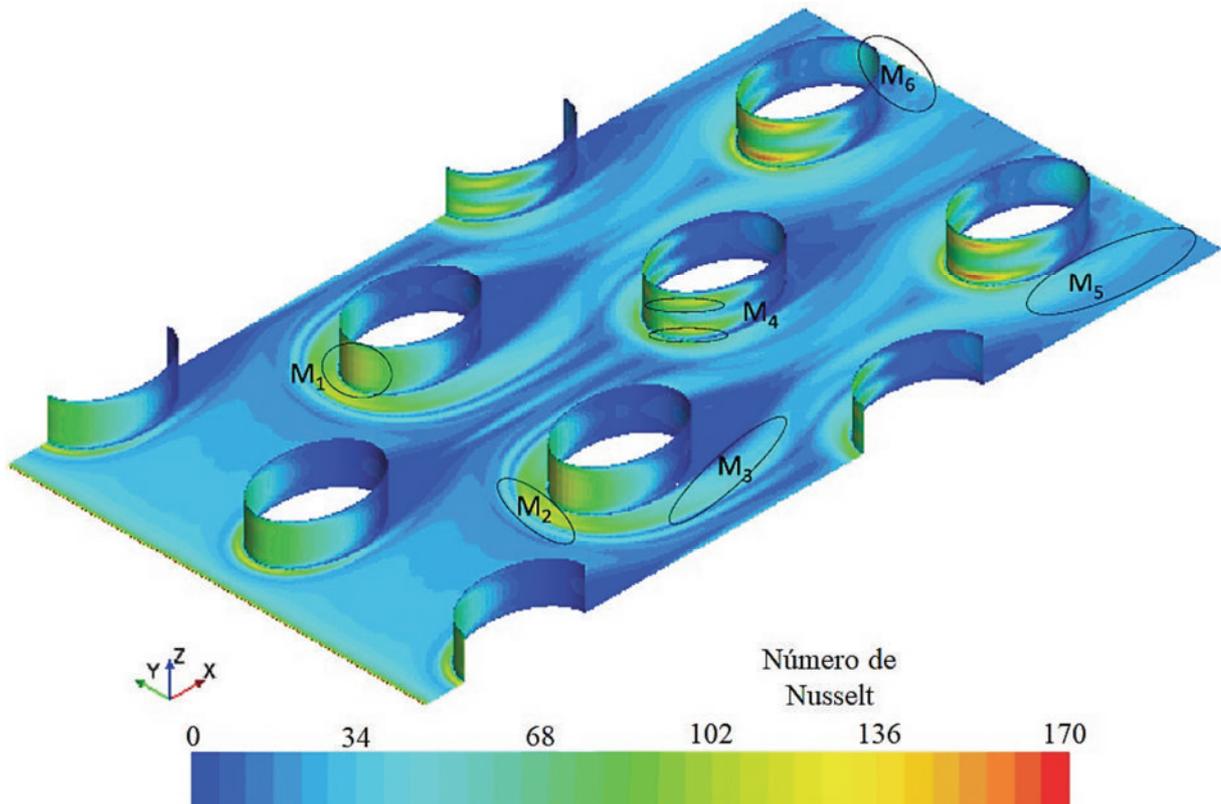
Outros autores por outro lado já aplicam simulações mais avançadas, como é o caso de Lai, Lu e Wang (2013), que desenvolveram simulações de grandes escalas para obter dados do fluxo e transferência de calor em trocadores de calor com pequenos diâmetros de tubos. A partir desse estudo eles concluíram que a eficiência das aletas e os coeficientes de transferência de calor por convecção, são melhorados com o emprego de tubos com pequenos diâmetros.

A última pesquisa que será abordada no presente texto é o trabalho de Toubiana *et al.* (2019). Os autores realizaram simulações em um trocador de calor com arranjo escalonado de tubo elíptico aletado. Utilizaram uma abordagem empregando a metodologia LES para obter dados confiáveis da transição de turbulência. Os pesquisadores apresentaram em seu trabalho uma análise local em várias regiões do trocador de calor para verificar a evolução da topologia do escoamento e suas complexas estruturas de vórtices para vários números de Reynolds. A partir das análises de resultados, Toubiana *et al.* (2019) perceberam diversas estruturas importantes de transição para a turbulência que afetam diretamente a transferência de calor e concluíram que aumentos importantes no número de Nusselt global estão relacionados com as instabilidades turbulentas dos vórtices. Os autores fizeram uso do programa comercial STAR-CCM+[®] para suas simulações, e para modelagem da transferência de calor turbulenta, aplicaram a analogia para o número de Prandtl turbulento constante, utilizando o valor de 0,9. Na Figura 14 é apresentada a distribuição do número de Nusselt na aleta e tubos utilizando um processo de mediação para filtrar os resultados. Os pesquisadores constataram a partir dessa figura que nos tubos o número de Nusselt é globalmente maior; existem regiões onde ocorrem os descolamentos das camadas limites dos cilindros em contato com as aletas, que possuem um

³ Do inglês, *LES - Large Eddy Simulation* (WILCOX, 2006, p. 436).

número de Nusselt alto; as esteiras de vórtices nas regiões traseiras dos tubos possuem valores baixos.

Figura 14 - Curvas de nível para o número de Nusselt com número de Reynolds de 2500 a partir de simulação LES.



Fonte: Adaptado de Toubiana *et al.* (2019)

Conforme apresentado nos objetivos do presente trabalho, foram desenvolvidos experimentos e simulações numéricas. Dessa forma algumas das análises que serão desenvolvidas para o entendimento do problema foram abordadas de acordo com alguns autores citados. A mudança nos padrões geométricos das aletas se baseiam, principalmente, nos trabalhos desenvolvidos por Lee *et al.* (2012) e Singh, Sørensen e Condra (2017) e González, Vaz Junior e Zdanski (2019). Na próxima seção do trabalho será abordada a formulação teórica que será utilizada na presente pesquisa, englobando as equações de conservação e aproximações utilizadas.

3 FORMULAÇÃO TEÓRICA

Muitas vezes durante a realização de pesquisas e desenvolvimentos de projetos de engenharia, diversos problemas envolvendo vários tipos de escoamentos de fluidos são encontrados. Graças ao grande avanço dos computadores que vem acontecendo nas últimas décadas, a mecânica dos fluidos computacional vem ganhando espaço na busca de novas tecnologias. Programas comerciais para simulação de problemas de engenharia como o Ansys-CFX[®], Ansys-Fluent[®], OpenFOAM^{®4}, dentre outros, vem sendo desenvolvidos em grande escala, apresentando diversas abordagens que facilitam a obtenção de resultados.

No contexto atual das simulações computacionais, o conhecimento da mecânica dos fluidos clássica é fundamental. O tratamento feito pela mecânica dos fluidos clássica é a utilização da hipótese que o meio fluido é contínuo. Essa hipótese de contínuo é válida apenas para problemas com comportamentos de fluidos sob condições normais e como consequência dessa consideração, cada propriedade do fluido possuirá um valor definido para cada ponto no espaço (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2016).

Para que seja possível uma solução numérica de qualquer problema físico, é necessário que seja desenvolvido um modelo matemático correspondente, e para que um modelo matemático possa ser usado como solução de um problema, ele precisa primeiramente ter uma representação adequada desse problema de acordo com a precisão requerida, além de, também possuir tempos de computação que não restrinjam o desenvolvimento das simulações. Porém, em um âmbito geral da mecânica de fluidos as equações de conservação podem ser obtidas a partir de balanços de entrada e saída de uma propriedade qualquer, em um volume de controle definido, essas equações básicas irão servir para resolver qualquer problema envolvendo fluidos. Algumas das equações de conservação são: Conservação da massa, conservação da quantidade de movimento e conservação da energia (MALISKA, 2004).

As equações de conservação em suas formas completas regem o escoamento de qualquer fluido, porém são adotadas considerações para facilitar a solução das equações. Algumas das considerações que serão adotadas neste trabalho são: Escoamento incompressível e em regime permanente (os termos do tempo são mantidos nas equações por exigência do método numérico, que utiliza uma formulação pseudo-transiente para estabilização do método);

⁴ O programa OpenFOAM[®] tem sua marca comercial registrada pela *OpenCFD Ltd.* É distribuído e gerenciado pela *The OpenFOAM Foundation*, que mantém o código com status livre e de fonte aberta, porém, qualquer alteração do código não fica disponível sem a aprovação da *The OpenFOAM Foundation*.

propriedades termo físicas constantes; sem geração de calor; fluido newtoniano e que a resistência de contato entre corpos sólidos é desprezível. A consideração de escoamento incompressível é uma boa aproximação para escoamentos de gases com velocidades que o número de Mach⁵ permanece menor que 0,3 (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2016). Quando aplicamos a simplificação de escoamento incompressível, em notação indicial e coordenadas cartesianas, a equação de conservação da massa se resume a equação (1):

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Quando um fluido é tratado como newtoniano, isso significa dizer que a tensão de cisalhamento é diretamente proporcional a taxa de deformação. A equação de conservação de quantidade de movimento com as considerações adotadas, pode ser vista na equação (2):

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

Com as devidas simplificações, a equação da conservação de energia para regime estacionário, assume a forma da equação (3). É importante destacar que para escoamentos a baixas velocidades os efeitos da dissipação viscosa e da pressão são desprezíveis (KAYS; CRAWFORD; WEIGAND; 2005). A equação da conservação de energia conforme mostrada, serve também para solucionar problemas de condução em sólidos, por este motivo programas comerciais resolvem problemas de transferência de calor de forma conjugada.

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C_p u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

Nas equações de conservação anteriores, as variáveis a serem determinadas são as componentes instantâneas da velocidade (u_i), a temperatura (T) e também a pressão (P). Já ρ , μ , C_p e k são propriedades do fluido, representam respectivamente, densidade, viscosidade

⁵ O número de Mach é definido como a razão entre a velocidade característica do escoamento e a velocidade do som nas mesmas condições de temperatura e pressão do escoamento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2016).

cinemática, calor específico a pressão constante e condutividade térmica. Já os índices i e j são referentes às coordenadas, $i = 1, 2, 3$ que representam, respectivamente, as coordenadas x, y, z .

A solução numérica para escoamentos turbulentos, sem qualquer tipo de aproximação (além das inerentes aos métodos numéricos), é chamada de simulação numérica direta, DNS⁶. Essa forma de se resolver as equações fornece a maior acurácia para a simulação de turbulência, no entanto, esse tipo de abordagem implica em um alto custo computacional (FERZIGER; PERIC, 2012). Uma alternativa a isso é trabalhar com a formulação para simulação de grandes escalas, LES, ou ainda utilizar as equações Navier-Stokes com média de Reynolds, RANS. As simulações com a metodologia RANS possuem acurácia suficiente para a maioria das aplicações de engenharia. Para a obtenção dessas equações é utilizado um processo de média que transforma as equações instantâneas em equações médias. Já com as aplicações das teorias estatísticas⁷ por trás dessa aproximação, obtém-se as equações simplificadas. Na equação (4) é possível ver as equações de Navier-Stokes e na equação (5) a equação da conservação de energia, ambas equações médias:

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_i\bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial\bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho\overline{u'_i u'_j} \right] \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho C_p \bar{T})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C_p \bar{u}_j \bar{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial\bar{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{u'_j T'} \right) \quad (5)$$

O termo ‘ $-\rho\overline{u'_i u'_j}$ ’ da equação (4) é chamado de Tensor das Tensões de Reynolds o qual é simétrico e suas componentes representam os efeitos que as flutuações turbulentas tem no escoamento médio. Fisicamente, esse termo corresponde a uma taxa de transferência de quantidade de movimento que ocorre devido às flutuações de velocidade. De maneira análoga o termo ‘ $-\rho C_p \overline{u'_j T'}$ ’ que surge na equação média da energia, equação (5), representa o fluxo de calor devido as flutuações turbulentas (POPE, 2000). Por último, a equação da conservação de massa não sofre nenhuma alteração, surgindo apenas as componentes médias das velocidades de acordo com a equação (6):

⁶ Do inglês, *DNS-Direct Numerical Simulation* (WILCOX, 2006, p. 431).

⁷ A aplicação das teorias estatísticas da mediação de Reynolds é desenvolvida tanto por Pope (2000), quanto por Kays, Crawford e Weigand (2005) quanto por Wilcox (2006).

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (6)$$

O problema fundamental da modelagem da turbulência está na determinação dos termos associados ao tensor das tensões de Reynolds. Devido à aplicação do procedimento estatístico feito nas equações de conservação para torná-las equações médias, surgem novas incógnitas, isso pois as expressões envolvendo flutuações da velocidade são consequências do processo. Portanto, a função da modelagem da turbulência é desenvolver aproximações para essas correlações desconhecidas. O que acontece na prática devido a essas aproximações, é que não existe um único modelo de turbulência que seja capaz de prever com precisão todos os tipos de escoamento turbulentos com confiabilidade, isto é, todos os modelos possuem vantagens, desvantagens e limitações (WILCOX, 2006). Desta maneira, o modelo de turbulência a ser escolhido para a simulação deve ser capaz de incluir todas as características importantes do escoamento que está sendo investigado.

Dois abordagens distintas podem ser usadas para modelar o tensor de Reynolds, a primeira são os modelos de tensões de Reynolds e a segunda são os modelos de viscosidade turbulenta. Assim como a consideração de fluido newtoniano foi feita para as equações de conservação de quantidade de movimento, o Tensor das Tensões de Reynolds também se relaciona com o tensor taxa de deformação, que na sua forma média é chamada de hipótese de Boussinesq. A aplicação da hipótese de Boussinesq às equações de conservação fecha o sistema de equações. A hipótese de Boussinesq pode ser vista na equação (7) (WILCOX, 2006):

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \kappa \delta_{ij} \quad (7)$$

Já para a equação da conservação da energia utiliza-se uma aproximação usando a hipótese do gradiente, que surge de forma análoga a lei de Fourier e que pode ser vista na equação (8) (WILCOX, 2006):

$$-\rho C_p \overline{u'_j T'} = k_T \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \quad (8)$$

A equação de conservação da quantidade de movimento com a modelagem da turbulência, considerando a hipótese de Boussinesq pode ser vista na equação (9), e a equação da energia considerando a hipótese do gradiente pode ser visualizada na equação (10). Nessas

equações surgem novos termos “ $\mu + \mu_T$ ” e “ $k + k_T$ ” que são os coeficientes de difusão efetivos, o primeiro é coeficiente de difusão de quantidade de movimento e o segundo é a condutividade térmica. Na equação de conservação da quantidade de movimento também surge um novo termo de pressão, que é chamado de pressão efetiva “ $\bar{P} + (2/3)\rho\kappa$ ” onde “ $\kappa = \overline{u'_i u'_i}/2$ ” (KAYS; CRAWFORD; WEIGAND; 2005).

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_i\bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\bar{P} + \frac{2}{3}\rho\kappa\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu + \mu_T)\left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i}\right)\right] \quad (9)$$

$$\frac{\partial(\rho C_p \bar{T})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C_p \bar{u}_j \bar{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left((k + k_T)\frac{\partial\bar{T}}{\partial x_j}\right) \quad (10)$$

Para se obter a solução completa de um escoamento é necessário resolver as equações (6), (9) e (10). Só que ainda existem duas incógnitas, na equação de conservação de quantidade de movimento não é conhecido o termo de viscosidade turbulenta (μ_T) e na equação de conservação da energia não é conhecido o termo da condutividade térmica turbulenta (k_T).

Como dito anteriormente duas formas para resolver o Tensor das Tensões de Reynolds podem ser utilizadas, dentro da família dos modelos de turbulência que utilizam a modelagem da viscosidade turbulenta, uma maneira de classifica-los é em função do número de equações adicionadas ao sistema de equações de conservação. Existem diversos modelos com vários números de equações, os mais comuns nas aplicações de engenharia são os modelos de duas equações, esses modelos possuem boa relação entre custo computacional e acurácia. Um dos modelos que faz parte desse grupo de duas equações é o modelo κ - ω SST, no qual são descritas equações de transporte tanto para a escala de velocidade turbulenta como para a escala de comprimento turbulenta (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Esse modelo foi desenvolvido por Menter (1994), ele notou que o modelo de turbulência κ - ϵ era menos sensível para as condições de contorno assumidas no escoamento livre, porém nas regiões próximas da parede os resultados eram insatisfatórios para camadas limites com gradientes de pressão adversos. Já o modelo de turbulência κ - ω desenvolvido por Wilcox (1988) previa com boa acurácia os gradientes de pressão para as regiões próximas a parede, porém os resultados do modelo tendiam a ser dependentes das condições de contorno assumidas para a região do escoamento livre. Essas conclusões levaram Menter (1994) a sugerir um modelo que se comporta como κ - ϵ na região totalmente turbulenta, longe da camada limite e que próximo

a parede sofre uma transformação de κ - ε em κ - ω . A modelagem da viscosidade turbulenta para o modelo κ - ω SST é relacionada com a de acordo com a energia cinética turbulenta (κ) e com a taxa de dissipação específica (ω) de acordo com a equação (11), nessa equação surgem alguns novos termos, a constante a_1 , a vorticidade, Ω e a função F_2 , essas novas constantes serão abordadas no Anexo A do presente trabalho.

$$\mu_T = \frac{\rho a_1 \kappa}{\max(a_1 \omega; \Omega F_2)} \quad (11)$$

Para acoplar o melhor dos modelos, κ - ε para escoamento livre e κ - ω para regiões próximas a parede, é necessário transformar as equações do modelo κ - ε em uma formulação do modelo κ - ω e o subsequente acoplamento das equações resultantes. Nesta combinação linear as equações do modelo κ - ω são multiplicadas por um fator F_1 e as equações do κ - ε são multiplicadas pelo fator ' $1 - F_1$ '. ' F_1 ' recebe o nome de função de mistura, já que ela faz a mudança entre os dois modelos, misturando-os, essa função assume o valor 1 na região próxima à parede e decresce até chegar a zero, na região fora da camada limite (MENTER, 1994). As equações de balanço das propriedades turbulentas obtidas com a combinação linear podem ser vistas nas equações (12) e (13):

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\kappa)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\kappa \mu_T) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \kappa \omega \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\omega)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\sigma_{\omega 2} \rho (1 - F_1)}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \frac{\rho \gamma \tau_{ij}}{\mu_T} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \\ &- \beta_T \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (13)$$

Um ponto importante a respeito dos modelos de turbulência está relacionado com a maneira de resolver as regiões próximas a parede. Modelos conhecidos por alto Reynolds, utilizam de leis de parede, já modelos baixo Reynolds, integram até uma região muito próxima da parede. Para saber em qual dessas classificações o modelo se enquadra, é necessário definir uma grandeza que represente uma distância da parede, essa grandeza representada por y^+ é adimensional e é calculada de acordo com a equação (14). Nessa equação surge o termo u_τ que

é chamada velocidade de cisalhamento, e é definida de acordo com a tensão de cisalhamento na parede (τ_w), e y é referente a distância do primeiro ponto da malha até a parede. Os modelos alto Reynolds, geralmente, são utilizados com $y^+ > 20$, que já é uma região totalmente turbulenta, de acordo com a nomenclatura utilizada por Wilcox (2006, p. 17) essa região é chamada de camada logarítmica (*Log Layer*). Os modelos baixo Reynolds são utilizados na região entre $y^+ > 0$ e $y^+ < 3$, que faz parte da região subcamada viscosa (*Viscous Sublayer*).

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu}, \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (14)$$

O modelo κ - ω de Wilcox (1988) é do tipo baixo Reynolds, e para uma solução com boa precisão na região próxima a parede o autor diz que o y^+ deve ser menor que 1 para o primeiro ponto, e que no intervalo de 0 a 2,5 deve existir pelo menos 5 pontos computacionais, com a adoção dessas condições, o procedimento de solução na parede fica bastante preciso. Menter (2003) aborda o assunto do uso das leis de parede do ponto de vista da aplicação industrial. Para diversos escoamentos complexos é restritivo o uso de valores pequenos de y^+ , esse requisito pode não ser satisfeito para todos os pontos devido à complexidade das geometrias envolvidas e das malhas adotadas. Nesse ponto, o uso de leis de parede sanaria esses problemas, pois permitem que malhas mais grossas sejam resolvidas nas regiões próximas as paredes, por outro lado, limitam a precisão do modelo em malhas finas. Por esse motivo, desenvolveram uma abordagem que altera automaticamente a formulação de baixo Reynolds para as leis de parede, baseando-se no espaçamento do primeiro elemento da malha, com isso melhorando a aplicação do modelo κ - ω SST.

Com a modelagem da viscosidade turbulenta sendo feita utilizando o modelo de turbulência κ - ω SST, ainda falta ser definida a condutividade térmica turbulenta. Para isso será utilizada a definição do número de Prandtl turbulento, de acordo com a equação (15) o número de Prandtl turbulento relaciona a viscosidade turbulenta e a condutividade térmica turbulenta. O valor do número de Prandtl turbulento é obtido a partir de dados experimentais para escoamentos de ar na região totalmente turbulenta, valores usuais utilizados na engenharia variam de acordo com cada autor, e geralmente estão na faixa de 0,8 a 1,0 (KAYS; CRAWFORD; WEIGAND; 2005). O programa comercial Ansys-Fluent® 2019R3 utiliza o valor de 0,85 e este será adotado no presente trabalho (ANSYS, 2020).

$$Pr_T = \frac{\mu_T C_p}{k_T} \quad (15)$$

Assim como para a solução do escoamento, em muitos casos é necessária a aplicação das leis de parede para valores altos de y^+ , para obter a solução térmica, muitas vezes é necessário aplicá-las também. Com relação as leis de paredes térmicas, o Ansys-Fluent® 2019R3 utiliza o método de combinação desenvolvido por Kader (1981), que mistura as formulações para a região da subcamada viscosa e da camada logarítmica. Como dito anteriormente mais informações a respeito do modelo de turbulência e das leis de parede podem ser encontradas no Anexo A⁸.

Com as equações de conservação definidas é necessário de alguma forma resolver o escoamento, no entanto, não existe solução analítica, então é feita a transformação do conjunto de equações diferenciais em equações algébricas, para isso é empregado um método numérico. Quando essa aproximação numérica é feita aceita-se resolver para pontos discretos as variáveis de interesse, sabendo que poderá haver um certo erro envolvido e esperando que quanto maior for o número de pontos discretos, mais próxima da solução exata estará a solução numérica. Existem diversos métodos para discretização de equações diferenciais parciais, dentre esses estão os métodos chamados de volumes finitos (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

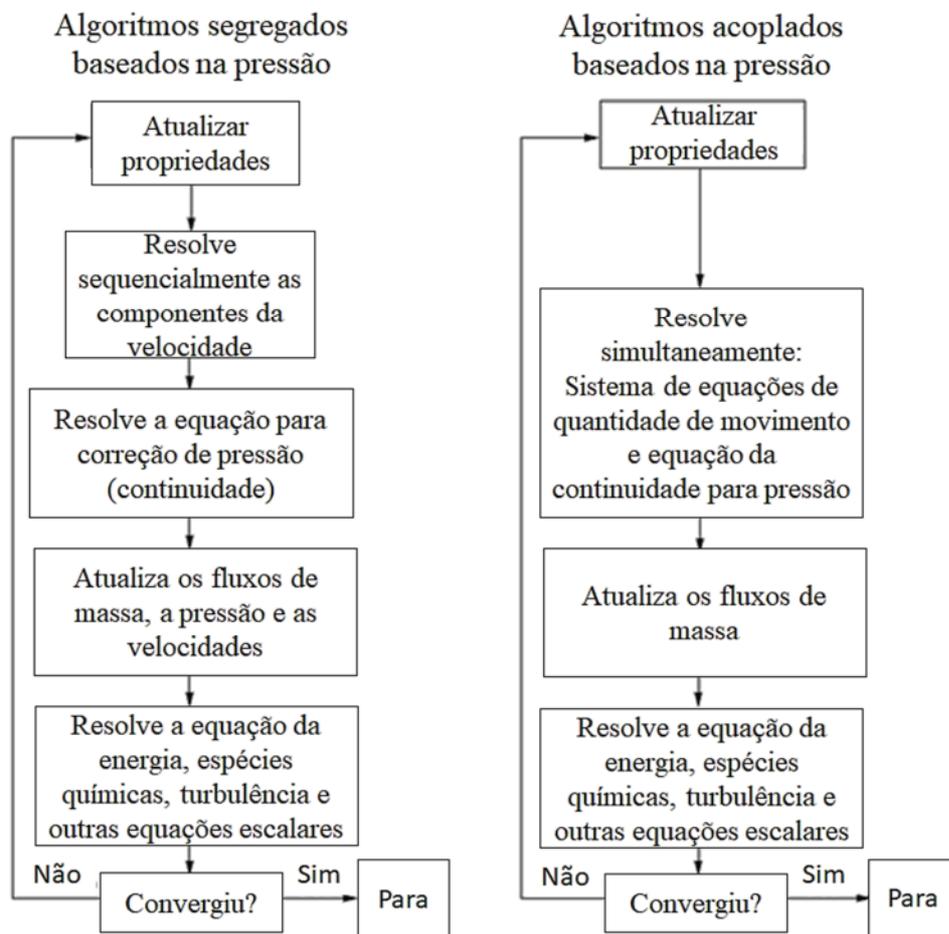
Todo método que satisfaz a conservação da propriedade em nível dos volumes elementares é um método dos volumes finitos. Uma maneira de se obter as equações aproximadas por esse método é fazer a integração das equações de conservação na sua forma conservativa sobre o volume elementar, tanto no espaço quanto no tempo. Uma equação em sua forma conservativa é aquela equação diferencial onde os fluxos da propriedade estão dentro do sinal da derivada, e quando é feita a primeira integração obtém-se exatamente o fluxo pelas fronteiras do volume elementar, que é equivalente ao balanço de propriedade no volume de controle. Quando é realizada a integração de todos os volumes elementares, é obtida uma equação algébrica para cada volume que pode ser resolvida com a utilização de um método iterativo, como por exemplo, Gauss-Seidel ou decomposição LU (MALISKA, 2004).

O programa comercial Ansys-Fluent® 2019R3 utiliza o método dos volumes finitos para transformar as equações diferenciais em equações algébricas, e utiliza o método iterativo Gauss-Seidel para resolver o sistema de equações algébricas resultante (ANSYS, 2020).

⁸ Para facilitar a leitura do trabalho e não comprometer o conteúdo, as equações complementares e constantes do modelo de turbulência foram anexadas, também constam explicações mais detalhadas sobre as leis de parede utilizadas no programa comercial.

Após a aplicação do método de volumes finitos, basta apenas resolver as equações, no entanto, devido ao fato do escoamento ser incompressível, não existe uma equação explícita para solução do campo de pressão, já que a equação de conservação da massa se transforma em uma restrição ao campo de velocidades. Quando isso ocorre é necessário utilizar algum método de acoplamento pressão-velocidade (ZDANSKI, 2003). O programa comercial Ansys-Fluent® 2019R3 tem duas classificações de métodos implementados, algoritmos segregados e algoritmo acoplado. A Figura 15, mostra um esquema de como cada um dos algoritmos funciona (ANSYS, 2020).

Figura 15 - Visão geral dos métodos de acoplamento pressão-velocidade.



Fonte: Adaptado de Ansys (2020).

De acordo com Maliska (2004) a solução segregada do sistema de equações significa resolver os sistemas lineares um a um, atualizando os coeficientes. Neste processo é necessário que cada variável tenha uma equação evolutiva para que a propriedade seja avançada, porém, para a pressão não existe uma equação, isso acontece para o caso do escoamento incompressível, diversos algoritmos foram desenvolvidos como SIMPLE, SIMPLER e

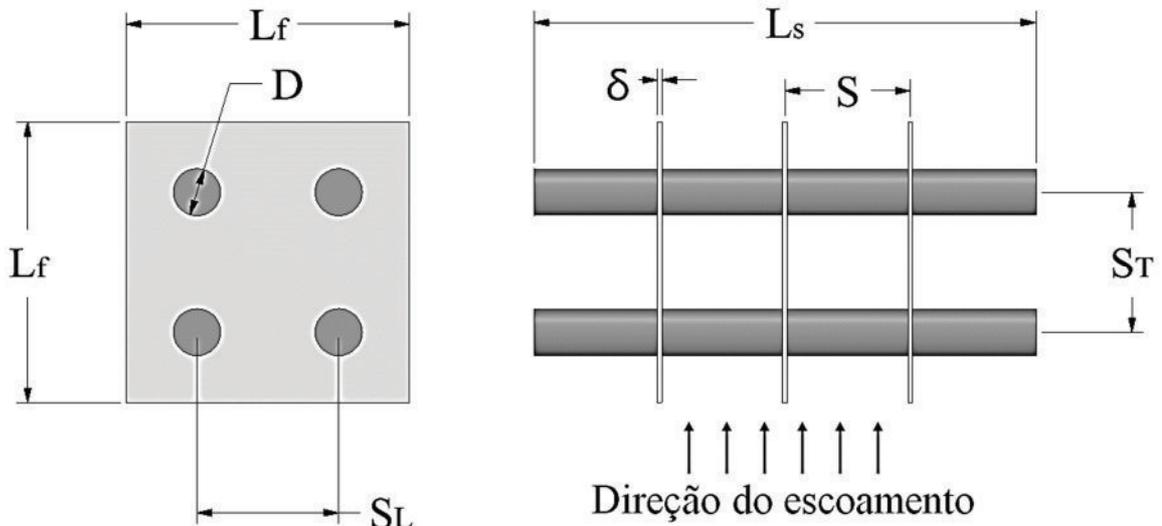
SIMPLEC, que desenvolvem uma equação para a pressão a partir da equação de conservação da massa, e utilizam de correções para as variáveis até se obter a convergência. Já a solução acoplada oferece algumas vantagens sobre a abordagem segregada. O esquema acoplado obtém uma implementação robusta e eficiente para escoamentos em estado estacionário e de um fluido monofásico, com desempenho superior comparado aos esquemas de solução segregada (ANSYS, 2020). No presente trabalho, será utilizado o esquema acoplado, com uma discretização explícita no tempo (pseudo-transiente).

3.1 PARÂMETROS GLOBAIS E CORRELAÇÕES EMPÍRICAS

Esta seção apresenta as definições dos parâmetros globais utilizados para a análise do presente trabalho. Alguns desses parâmetros são: Número de Reynolds, Número de Nusselt e Diâmetro Hidráulico. Também, dentro da exposição dos parâmetros globais será feito um breve estudo sobre o coeficiente de transferência de calor por convecção e eficiência global da superfície aletada. As correlações empíricas que serão utilizadas para a validação numérica e as métricas para estudo da melhoria dos trocadores de calor também serão explicadas nesta seção.

Para escoamentos através de geometrias diferentes, o número de Reynolds, bem como o número de Nusselt e o fator de atrito, são baseados no diâmetro hidráulico (D_h), que é definido como sendo a razão entre a área e o perímetro molhado (perímetro onde existe contato com o fluido em escoamento), logo, esse parâmetro depende da geometria que está sendo estudada. Porém, não existe uma regra quanto a adoção do comprimento característico, cada autor pode utilizar qualquer dimensão que achar conveniente. Como o presente estudo é focado na comparação com correlações empíricas, serão utilizadas as mesmas definições para o diâmetro hidráulico. Frass (2015) mostrou diversos estudos desenvolvidos com trocadores de calor, entre esses um estudo para trocadores de calor com aletas contínuas e tubos circulares, no qual o diâmetro hidráulico era determinado a partir da equação (16), é necessário alguns fatores de cálculo que são determinados a partir das equações (17), (18) e (19). A nomenclatura utilizada para as dimensões do trocador de calor que aparecem nas equações são de acordo com a Figura 16, que é um trocador de calor do mesmo tipo. Onde: ' δ ' é a espessura da aleta, ' D ' é o diâmetro do tubo, ' S_T ' e ' S_L ' são os espaçamentos transversal e longitudinal dos tubos, ' S ' é o espaçamento entre centros das aletas, ' L_f ' representa a altura e largura da aleta e ' L_s ' representa o comprimento dos aquecedores.

Figura 16 - Parâmetros para cálculo do diâmetro hidráulico e das correlações empíricas.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

O termo V' da equação (17), é referente ao volume. A' da equação (18), representa a área de troca de calor na região, e Ψ da equação (19) se refere a porção de área, essas três variáveis são referentes a região onde a velocidade do escoamento do ar é máxima.

$$Dh = \frac{4V'\Psi}{A'} \quad (16)$$

$$V' = S_T S_L (S - \delta) \quad (17)$$

$$A' = 2 \left(S_T S_L - \frac{\pi D^2}{4} \right) + \pi D (S - \delta) \quad (18)$$

$$\Psi = 1 - \frac{\delta}{S} - \frac{\pi D^2 (S - \delta)}{4 S_T S_L S} \quad (19)$$

O escoamento de um fluido pode ser laminar ou turbulento em virtude das condições nas quais se encontra. O escoamento é laminar em baixas velocidades, mas se transforma em turbulento quando a velocidade cresce acima de um valor crítico. A transição de escoamento laminar para turbulento não ocorre repentinamente, para uma certa faixa de velocidades de escoamento ocorre uma oscilação entre laminar e turbulento, que é chamada de região de transição, após essa faixa o escoamento se torna totalmente turbulento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2016). Certamente é desejável dispor de valores precisos do número de Reynolds para escoamentos laminar, de transição e turbulento, mas na prática isso não ocorre, pois, a passagem do escoamento laminar para turbulento depende também do grau de perturbação do escoamento pela rugosidade superficial e pelas flutuações do escoamento

(ÇENGEL; GHAJAR, 2012). A definição do número de Reynolds para os escoamentos em trocadores de calor com aletas de placas contínuas, pode ser visto na equação (20). Onde ' v_{∞} ' é a velocidade do escoamento livre e ' μ ' é a viscosidade dinâmica do fluido (FRASS, 2015).

$$Re_{Dh} = \frac{\rho v_{\infty} D_h}{\mu \Psi} \quad (20)$$

O número de Nusselt, em uma análise mais simples, representa a razão entre a transferência de calor por convecção e condução. Para um trocador de calor existem diversos parâmetros que o influenciam, por exemplo, o coeficiente de transferência de calor por convecção, a geometria do sistema e a condutividade térmica do fluido que está escoando. A definição do número de Nusselt pode ser vista na equação (21), onde ' h ' é os coeficiente de transferência de calor por convecção da superfície e ' k ' é a condutividade térmica do fluido. E assim, como o número de Reynolds, será definido em função do diâmetro hidráulico (INCROPERA; DEWITT, 2014). As propriedades para determinação de todos esses parâmetros devem ser feitas na temperatura de filme, que é definida como ' $T_{filme} = (T_s + T_{\infty})/2$ '.

$$Nu_{Dh} = \frac{h D_h}{k} \quad (21)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção médio, pode ser determinado se as taxas de transferência de calor em cada superfície do trocador de calor forem conhecidas. Isto implica que a Lei de Resfriamento de Newton pode descrever o coeficiente convectivo médio local, em cada superfície do trocador de calor. Após obtidos os valores para cada superfície é possível fazer uma média ponderada pela área, entre todos os coeficientes locais, para obter o coeficiente convectivo médio global, sua definição pode ser observada na equação (22). Já o coeficiente de transferência de calor global, é definido com os parâmetros globais do sistema e sua definição está na equação (23) (ÇENGEL; GHAJAR, 2012):

$$\bar{h} = \frac{\dot{Q}}{A \Delta T_{lm}} \quad (22)$$

$$U = \frac{\dot{Q}_{total}}{A \Delta T_{lm}} \quad (23)$$

Onde ‘ \dot{Q} ’ é a taxa de transferência de calor pela superfície que está sendo analisada, ‘ A ’ é a área superficial e ‘ ΔT_{lm} ’ é a média logarítmica das diferenças de temperatura, que é calculada de acordo com a equação (24). Nessa equação ‘ T_s ’ é a temperatura da superfície, que pode ser obtida a partir de uma medição de temperatura local, ‘ T_∞ ’ é a temperatura do escoamento livre e ‘ T_{sai} ’ é a temperatura de saída do fluido após passar pelo trocador de calor (INCROPERA; DEWITT, 2014).

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_\infty) - (T_s - T_{sai})}{\ln[(T_s - T_\infty)/(T_s - T_{sai})]} \quad (24)$$

A eficiência global da superfície aletada é obtida a partir da relação entre a transferência de calor real do equipamento aletado e a transferência de calor máxima do trocador de calor. Esse parâmetro é calculado considerando que a temperatura da base é constante em toda a superfície aletada. Considerando apenas convecção forçada na superfície aletada obtém-se a equação (25) (INCROPERA; DEWITT, 2014):

$$\bar{\eta}_0 = \frac{U}{h} \quad (25)$$

Três correlações empíricas foram escolhidas para a comparação de resultados do presente trabalho: ESCOA (1979), Kaminski e Gross (2000) e González, Vaz Junior e Zdanski (2019). ESCOA (1979) desenvolveu uma correlação onde inseriu duas constantes. A constante ‘ C_1 ’, calculada pela equação (26), foi inserida como um fator que representa a influência da altura da aleta e do espaçamento entre aletas. Já a constante ‘ C_2 ’, obtida a partir da equação (27), representa a influência dos espaçamentos longitudinal e transversal e também do número de fileiras de tubos. A partir dessas equações pode-se determinar o número de Nusselt baseado na correlação de ESCOA (1979), pela equação (28):

$$C_1 = 0,2 + 0,65e^{(-0,25L_f/(S-\delta))} \quad (26)$$

$$C_2 = 1,1 - (0,75 - 1,5e^{-0,70N_L})e^{-2(S_L/S_T)} \quad (27)$$

$$Nu_{Dh} = 0,25C_1C_2Pr^{1/3}Re_{Dh}^{0,65} \left(\frac{A_{tca}}{A_{sa}}\right)^{1/2} \left(\frac{T_{filme}}{T_m}\right)^{1/4} \quad (28)$$

Onde ' T_m ' é a temperatura média da superfície da aleta, ambas na escala de temperatura absoluta Kelvin, ' A_{tca} ' é a área total de transferência de calor da superfície com aletas, ' A_{sa} ' é a área do trocador de calor sem aletas, ' N_L ' é o número de fileiras de tubos consecutivos e ' Pr ' é o número de Prandtl que representa uma relação entre a difusão de quantidade de movimento e difusão de calor do fluido.

Kaminski e Gross (2000) também apresentaram uma análise do comportamento térmico de trocadores de calor, desenvolveram correlações para trocadores de calor com configurações alinhadas e alternadas. A equação (29) foi desenvolvida, onde a constante ' C_3 ' é definida a partir do número de fileiras de tubos. Os valores de ' C_3 ' são tabelados pelos autores e podem ser vistos na Tabela 2.

$$Nu_{Dh} = C_3 Pr^{1/3} Re_{Dh}^{0,625} \left(\frac{Dh}{S} \right)^{1/2} \quad (29)$$

Tabela 2 - Constante ' C_3 ' de Kaminski e Gross para trocadores de calor alinhados e alternados com diferentes números de fileiras de tubos.

Número de fileiras de tubos	Constantes para arranjo alinhado	Constantes para arranjo alternado
1	0,31	0,31
2	0,25	0,28
3	0,22	0,26
4	0,21	0,24
5	0,20	0,24

Fonte: Adaptado de Frass (2015).

Por último, a correlação empírica desenvolvida no trabalho feito por González, Vaz Junior e Zdanski (2019) irá compor a validação. Na pesquisa dos autores foi desenvolvida uma metodologia que combina experimento e simulação numérica, uma breve revisão sobre o trabalho desenvolvido por eles se encontra na seção 2.2 do presente estudo. Após a obtenção dos resultados, foi desenvolvida uma correlação empírica para o cálculo do Número de Nusselt baseado no diâmetro hidráulico, a equação resultante pode ser vista na equação (30):

$$Nu_{Dh} = C_4 Pr^{1/3} Re_{Dh}^{0,6318} \quad C_4 = 0,2617 \quad (30)$$

Para encerrar o capítulo da formulação teórica serão apresentadas duas métricas para análises de trocadores de calor aletados, essas métricas são utilizadas pois para a comparação

de trocadores de calor com diferentes geometrias para as aletas, é crucial que os parâmetros considerados forneçam informações sobre o desempenho térmico dos equipamentos. Como no caso do presente estudo, que o foco é o estudo de novas geometrias para aletas, as métricas escolhidas serão baseadas apenas nos resultados obtidos para as aletas. No trabalho desenvolvido por Singh, Sørensen e Condra (2017), os autores propuseram métricas para análise do desempenho de trocadores de calor aletados, para verificar a influência de outras formas geométricas para as aletas. A primeira métrica que pode ser calculada a partir da equação (31), será chamada de taxa de transferência de calor por unidade de massa, é a verificação da influência da redução de massa no equipamento, sendo definida como a taxa de transferência de calor da aleta (\dot{Q}_f) pela sua massa (m_f).

$$\left[\frac{W}{kg} \right] = \frac{\dot{Q}_f}{m_f} \quad (31)$$

A segunda métrica é chamada de desempenho específico, no presente trabalho, ela será usada também se baseando apenas nas aletas. A partir da aplicação dessa métrica é possível perceber a influência do aumento de temperatura devido redução da área superficial da aleta, e saber se a potência específica aumenta ou diminui com a aplicação de diferentes geometrias para as aletas. A equação para seu cálculo é definida como a relação da taxa de transferência de calor pela aleta (\dot{Q}_f) pelo seu volume (V_f) e uma variação de temperatura, que foi definida como sendo a subtração da temperatura de entrada (T_∞) da temperatura média da superfície da aleta (T_m), essa métrica pode ser calculada a partir da equação (32).

$$\left[\frac{W}{m^3 K} \right] = \frac{\dot{Q}_f}{V_f (T_m - T_\infty)} \quad (32)$$

Na próxima seção serão explicados os materiais e métodos, tanto numérico quanto experimentais que foram aplicados nos estudos da presente pesquisa.

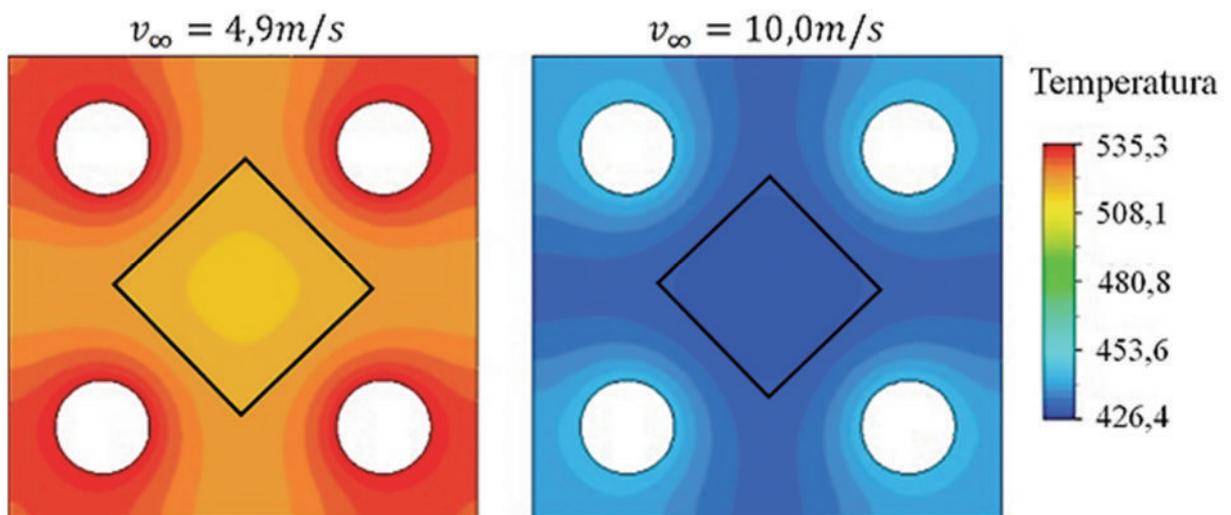
4 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo está dividido em duas partes, a primeira parte apresenta os materiais e métodos que foram utilizados no desenvolvimento dos experimentos, equipamentos utilizados nas medições e extração dos dados. Na segunda parte constam as informações sobre a metodologia numérica, programa escolhido para as simulações, domínios utilizados, malha computacional desenvolvida para as simulações e, por fim, será apresentada a metodologia de extração dos dados numéricos para comparação com os valores obtidos pelas correlações empíricas e novas análises.

4.1 MATERIAIS E MÉTODOS EXPERIMENTAIS

Para o desenvolvimento dos aparatos experimentais algumas geometrias das aletas foram consideradas. A escolha do tipo de entalhe que seria utilizado foi feito de acordo com o trabalho desenvolvido por González, Vaz Junior e Zdanski (2019), aplicando a metodologia desenvolvida pelos autores os perfis de temperatura obtidos (podem ser observados na Figura 17) mostram que na região central da aleta, as menores temperaturas formam uma região com geometria semelhante a um losango, por este motivo essa geometria de entalhe foi escolhida para o desenvolvimento da presente pesquisa.

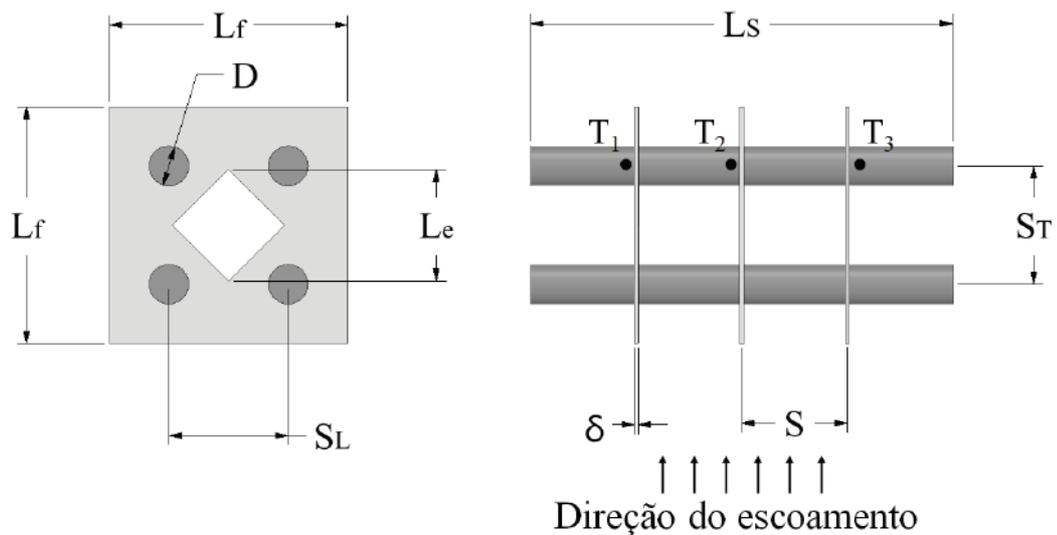
Figura 17 – Perfis de temperatura obtidos pelos autores para a aleta de alumínio aplicando metodologia numérico-experimental de González, Vaz Junior e Zdanski (2019).



Fonte: Adaptado de González, Vaz Junior e Zdanski (2019).

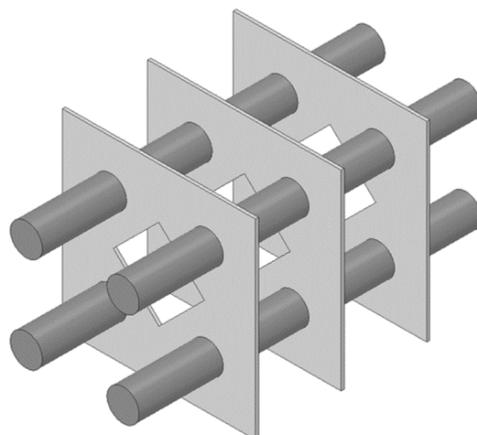
A construção dos aparatos experimentais foi feita visando a redução da resistência térmica de contato entre aquecedor e aleta, para isso, a montagem foi feita com interferência mecânica. Os furos para encaixe dos aquecedores nas aletas foram pré-usinados e as aletas foram prensadas para chegarem em suas posições na superfície dos aquecedores. O esquema com as dimensões dos trocadores de calor estudados pode ser visto na Figura 18 e uma imagem isométrica do equipamento pode ser observado na Figura 19. As dimensões utilizadas podem ser visualizadas na Tabela 3, dimensões as quais foram obtidas utilizando um multímetro analógico antes da realização dos experimentos em túnel de vento. Também na Figura 18 é possível observar as regiões onde foram fixados os termopares (T_1 , T_2 e T_3), cada aquecedor conta com um conjunto de três termopares, para que seja possível obter uma média confiável da temperatura da superfície.

Figura 18 - Esquema das dimensões do trocador de calor.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Figura 19 – Vista isométrica do trocador de calor.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Tabela 3 - Dimensões do trocador de calor.

Parâmetros	Valores
Diâmetro dos aquecedores ' D ' [m]	0,016
Comprimento dos aquecedores ' L_s ' [m]	0,170
Largura e altura da aleta ' L_f ' [m]	0,096
Dimensão do entalhe ' L_e ' [m]	0, 0,032 e 0,048
Número de aquecedores dos aparatos ' N_s ' [adm]	4
Número de aletas dos aparatos ' N_f ' [adm]	3
Espaçamento transversal dos aquecedores ' S_T ' [m]	0,048
Espaçamento longitudinal dos aquecedores ' S_L ' [m]	0,048
Espaçamento entre aletas ' S ' [m]	0,0425
Espessura da aleta ' δ ' [m]	0,0015
Condutividade térmica Alumínio [$W\ m^{-1}\ K^{-1}$]	237
Calor específico Alumínio [$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$]	903
Densidade Alumínio [$kg\ m^{-3}$]	2704

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

As aletas foram confeccionadas em alumínio puro (composição 96.37% Al, 2.03% Fe, 1.02% Mg, 0.39% Zn, as propriedades térmicas do alumínio puro podem ser vistas na Tabela 3 de acordo com Çengel e Ghajar (2012)). Os aquecedores elétricos utilizados possuem uma resistência elétrica de acordo com a Tabela 4, para o cálculo da potência elétrica dissipada pelas mesmas é utilizada a lei de Joule. Com a aplicação da lei de Ohm na lei de Joule, o cálculo do calor gerado fica relacionado com a tensão elétrica e a resistência do condutor em questão. Logo, a taxa de transferência de calor experimental que os aquecedores estarão dissipando (\dot{Q}_{exp}), pode ser calculado através da equação (33). Nessa equação ' $\cos(\phi) = 0,98$ ' (ALI, 2009), \bar{V} é a tensão elétrica média da rede e R_i é a resistência elétrica de cada aquecedor. Ambas informações são medidas com multímetro digital, antes de se iniciar as medições no túnel de vento.

Tabela 4 – Resistência elétrica dos aquecedores em Ohms.

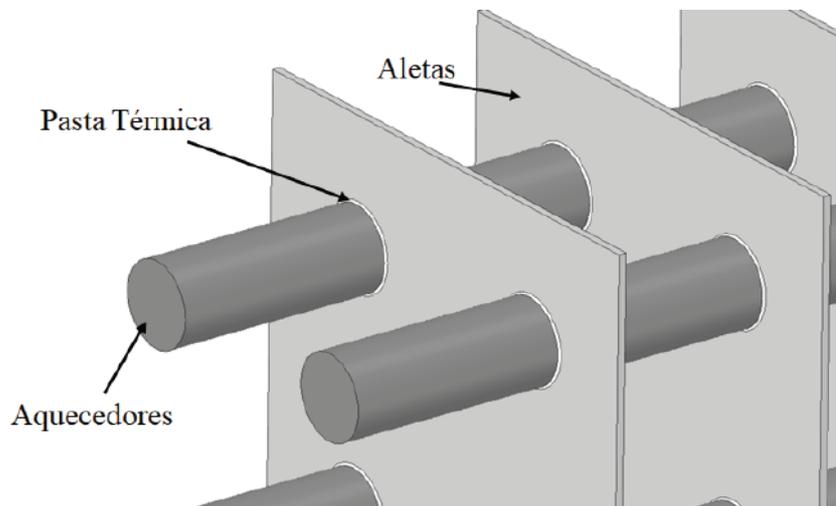
Aquecedor	Conjunto 1	Conjunto 2	Conjunto 3
1	249,9	251,5	258,8
2	254,4	249,5	258,0
3	251,5	254,0	272,5
4	262,3	252,8	262,4

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

$$\dot{Q}_{exp} = \cos(\phi) \sum_{i=1}^{N_s} \frac{\bar{V}^2}{R_i} \quad (33)$$

Para que a precisão dimensional desejada fosse atingida, as aletas foram cortadas a laser. Mesmo com a montagem dos aquecedores sobre as aletas sendo feito com interferência mecânica, as irregularidades das superfícies dos aquecedores podem implicar em uma alta resistência térmica de contato, já que podem existir regiões ocupadas por ar (que funciona como um material isolante nesses casos). Para minimização desse efeito, foram aplicadas camadas de pasta térmica⁹ nas regiões de contato entre aleta e aquecedor de acordo com a Figura 20.

Figura 20 – Regiões onde foram aplicadas camadas de pasta térmica.

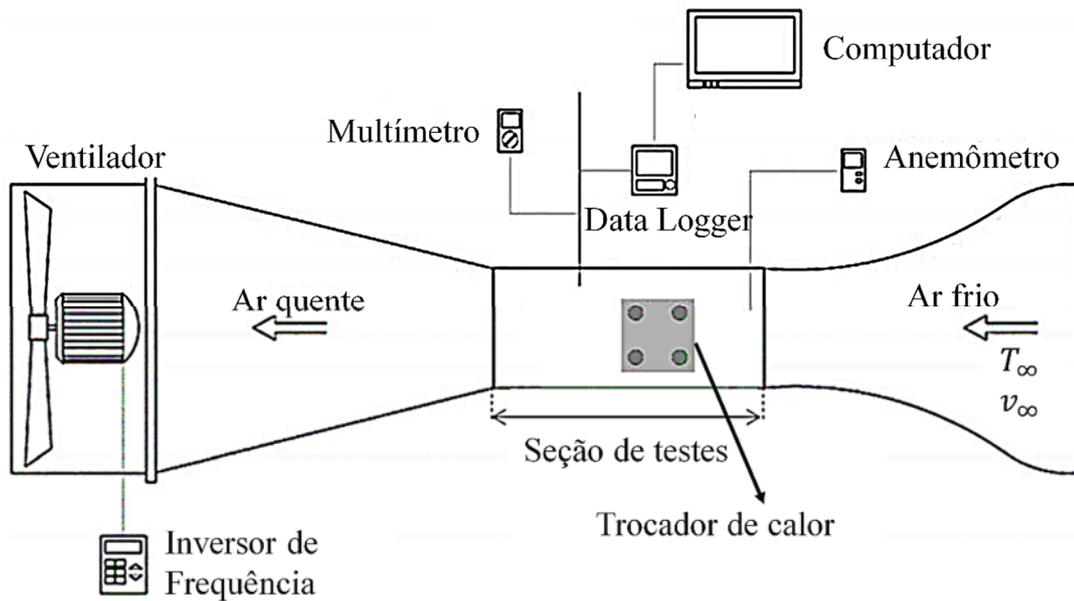


Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

O túnel de vento empregado nas medições experimentais, já foi utilizado em outros trabalhos, pode-se citar, por exemplo: Bender (2017) e Campuzano (2018). O túnel de vento é de circuito aberto, do tipo succionador com um intervalo de velocidades de entrada de ar entre 4 e 15m/s que varia de acordo com a frequência escolhida no inversor de frequência. A razão de contração do túnel é de 1:6, com seção de testes composta por placas de acrílico e com área de entrada de 250mm × 250mm. Na Figura 21, é possível observar um diagrama esquemático da montagem do túnel de vento e também onde o aparato experimental fica posicionado na seção de testes. Para apoiar o trocador de calor na seção de testes, foi utilizado um suporte feito de madeira compensada, o aparato experimental foi apoiado pelas pontas dos aquecedores evitando que parte da área da superfície fosse isolada pelo suporte.

⁹ A especificação da condutividade térmica da pasta térmica é de 0,4W/mK de acordo com Implastec (2020).

Figura 21 - Diagrama esquemático do túnel de vento.



Fonte: Adaptado de Campuzano (2018).

Foram utilizados termopares tipo K como sensores de medição de temperatura na superfície dos aquecedores, com um conjunto de três termopares para cada aquecedor, que foram posicionados de acordo com a Figura 18. A faixa de medição segundo o fabricante é de -200 a 1260°C , utilizando um fio de Cromel como termoelemento positivo e Alumel como termoelemento negativo, a incerteza na medição da temperatura utilizando termopares tipo K, de acordo com o fabricante, é em torno de $0,75\%$ (ECIL, 2019). Durante o experimento os aquecedores são ligados até atingirem o regime permanente, quando a temperatura medida pelos termopares não varia mais de 1°C . As leituras de temperatura dos termopares são registradas individualmente por um equipamento da marca Novus modelo Field Logger (Figura 22).

Figura 22 – Field Data Logger.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Nas paredes da seção de teste do túnel de vento existem orifícios que ficam localizados a 700mm da entrada de ar. Nesses orifícios pode ser inserido um anemômetro de fio quente que é usado para medir a velocidade e a temperatura de entrada do ar. O equipamento utilizado é da marca Kimo modelo VT100. O painel de exibição do anemômetro de fio quente pode ser visto na Figura 23.

Figura 23 – Anemômetro de fio quente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Também, durante as experimentações foram tomadas as medidas dos parâmetros geométricos dos trocadores de calor para os cálculos das áreas superficiais. As áreas calculadas foram: área total pela equação (34), área superficial dos aquecedores a partir da equação (35) e área superficial das aletas através da equação (36).

$$A_t = N_f A_f + N_s A_s \quad (34)$$

$$A_s = \pi D (L_s - \delta N_f) \quad (35)$$

$$A_f = 2 \left(L_f^2 - N_s \frac{\pi D^2}{4} - \frac{L_e^2}{2} \right) + 4\delta \left(L_f + \frac{L_e}{\sqrt{2}} \right) \quad (36)$$

Foram realizadas duas medições experimentais para cada aparato, garantindo assim a repetitividade das medições, e foram utilizadas quatro velocidades para estabelecer os parâmetros de números de Nusselt e Reynolds para cada um dos aparatos. Dessa forma, um total de vinte e quatro experimentos foram desenvolvidos em túnel de vento.

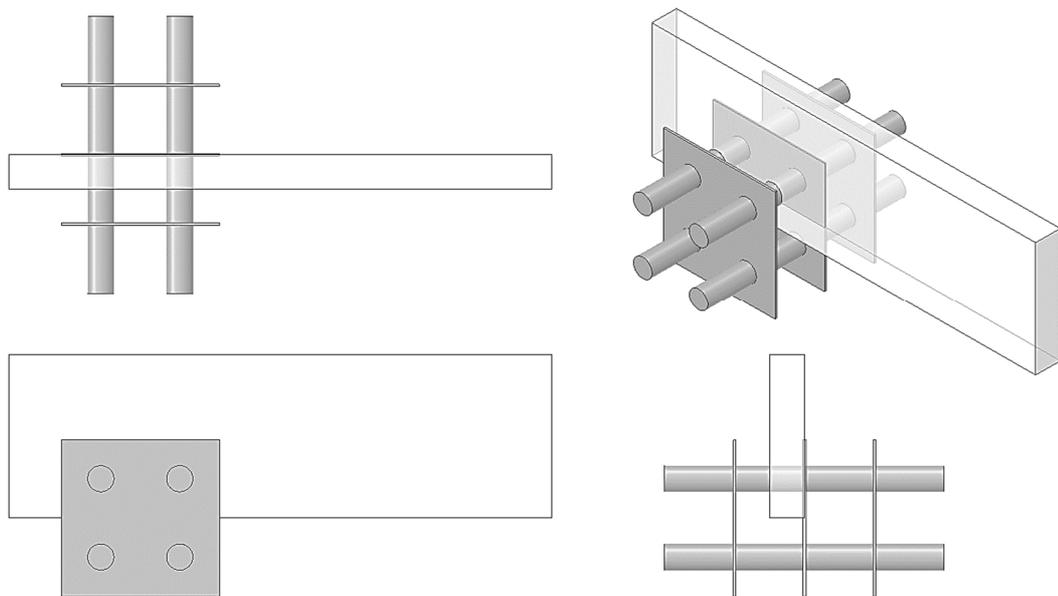
4.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

O programa comercial Ansys-Fluent® 2019R3 foi escolhido para as simulações fluidodinâmicas do presente trabalho. Esse programa permite ao usuário controle sobre os modelos embutidos e diversas opções de condições de contorno, além de possuir diversos modelos incorporados em sua formulação. Outro ponto interessante é que o programa é capaz de resolver de forma conjugada o problema de transferência de calor em sólidos e fluidos, técnica a qual foi utilizada no presente trabalho.

As simulações do presente trabalho foram desenvolvidas utilizando a metodologia RANS com a modelagem da turbulência sendo feita pelo modelo κ - ω SST. A escolha do modelo foi feita, pela boa acurácia para capturar gradientes de pressão adversos e escoamentos dentro da região da camada limite, essa escolha leva por base os trabalhos desenvolvidos por Singh, Sørensen e Condra (2017); Taler e Ocloń (2014) e Koosha (2016), que obtiveram resultados satisfatórios a partir da aplicação deste modelo de turbulência.

Devido ao alto custo computacional para resolver a geometria completa do trocador de calor aletado, o domínio computacional foi definido considerando simetrias. Uma exemplificação do domínio de simulação utilizado, pode ser vista na Figura 24. Esse domínio foi desenvolvido para recuperar os dados medidos em túnel de vento e também as estruturas dos vórtices, não é feito nenhum tipo de extrapolação para altos números de tubos.

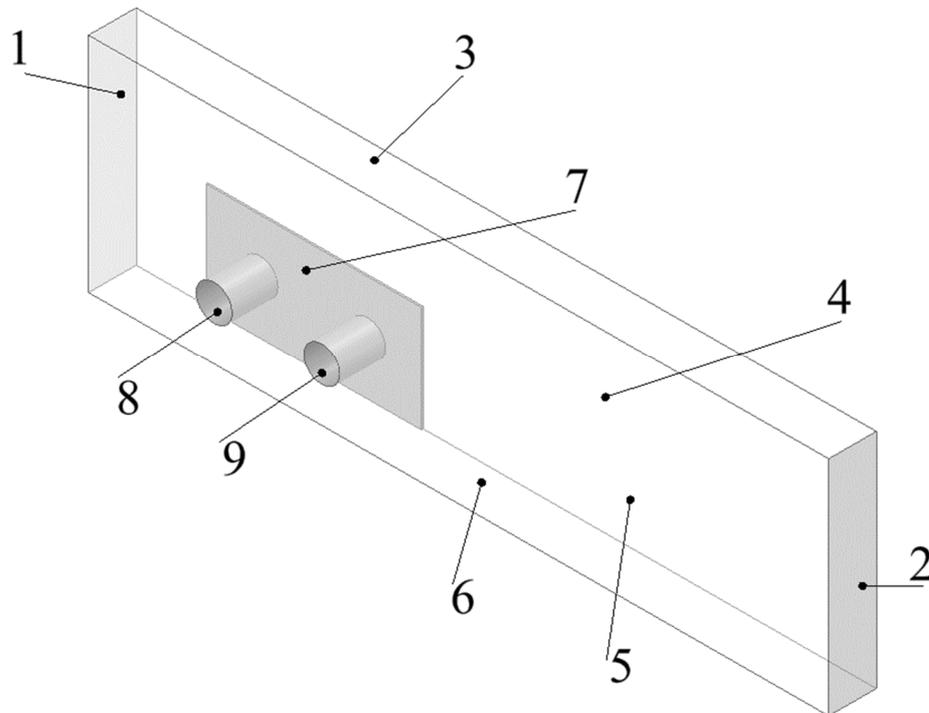
Figura 24 - Exemplificação do domínio computacional utilizado para as simulações.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

As condições de contorno para o domínio computacional utilizadas podem ser vistas na Figura 25 e as descrições de cada uma das regiões pode ser observada na Tabela 5.

Figura 25 - Condições de contorno para o domínio computacional.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Tabela 5 – Descrição das condições de contorno de acordo com a Figura 25.

(Continua)

Região	Condição de contorno utilizada
1	Uma condição de entrada (<i>Inlet</i>) foi assumida. Foram inseridas então: Velocidade do escoamento, Temperatura do escoamento, Diâmetro Hidráulico e Intensidade Turbulenta (o túnel de vento utilizado para os experimentos possui uma intensidade turbulenta de aproximadamente 1% (BENDER, 2017)).
2	Uma condição de saída (<i>Outlet</i>) com pressão manométrica zero foi assumida.
3	Na parte superior do domínio é utilizada uma condição de parede sem cisalhamento (<i>No shear wall</i>), que age como uma parede que se move na mesma velocidade do escoamento livre.
4	Condições de contorno de simetria (<i>Symmetry</i>), seguindo os domínios computacionais utilizados pelos autores citados na seção 2.
5	
6	

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Tabela 5 – Descrição das condições de contorno de acordo com a Figura 25.

(Conclusão)

Região	Descrição
7	Uma condição de acoplamento de parede (<i>Coupled wall</i>) foi utilizada para os contatos entre sólido e fluido (região da aleta), garantindo assim que os fluxos de calor que saem pela aleta entram no fluido. A transferência de calor do problema é resolvida de forma conjugada no programa comercial Ansys-Fluent®.
8	Para as regiões de aquecedores elétricos são utilizadas paredes com condições de não deslizamento e as temperaturas superficiais medidas no túnel de vento pelos termopares.
9	

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

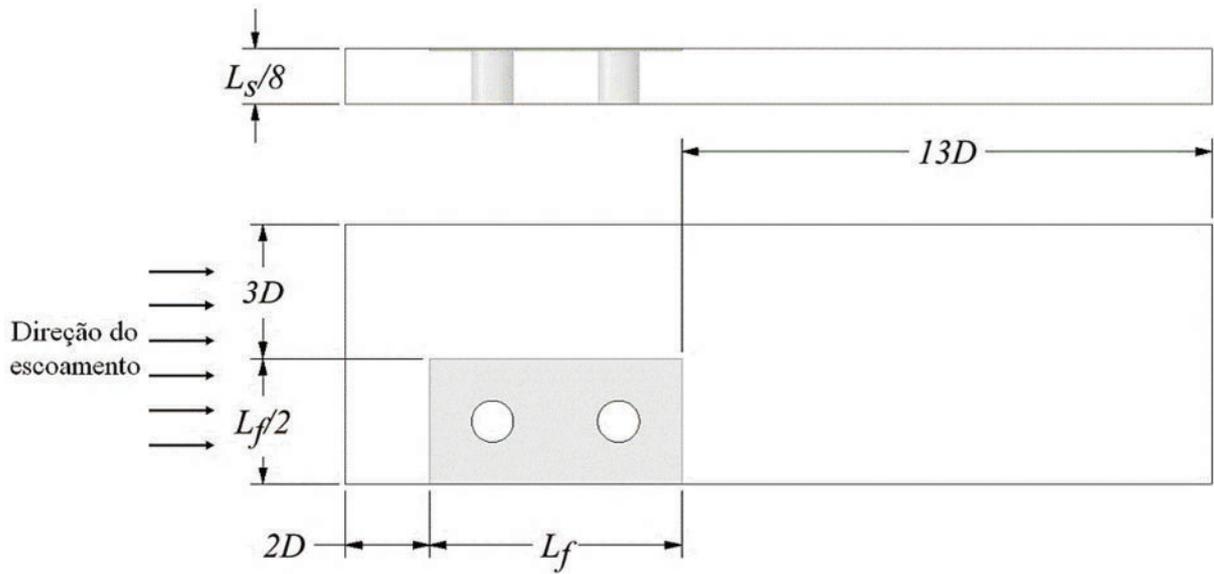
Com relação a temperatura superficial que será utilizada nas regiões 8 e 9 (Figura 25, Tabela 5) são medidas três temperaturas por aquecedor, totalizando doze informações de temperatura superficial, após isso é feita a média aritmética das temperaturas, esta temperatura resultante será utilizada como a condição de contorno da simulação, essa média é feita de acordo com a equação (37), onde \bar{T}_s é a temperatura média do aparato, T_l é a temperatura de cada termopar e n_{term} é o número de termopares.

$$\bar{T}_s = \frac{\sum_{l=1}^{n_{term}} (T_l)}{n_{term}} \quad (37)$$

As dimensões do domínio computacional utilizadas foram baseadas no trabalho desenvolvido por Bender (2017), porém, testes foram feitos e as dimensões utilizadas, conforme Figura 26, não afetam as características do escoamento.

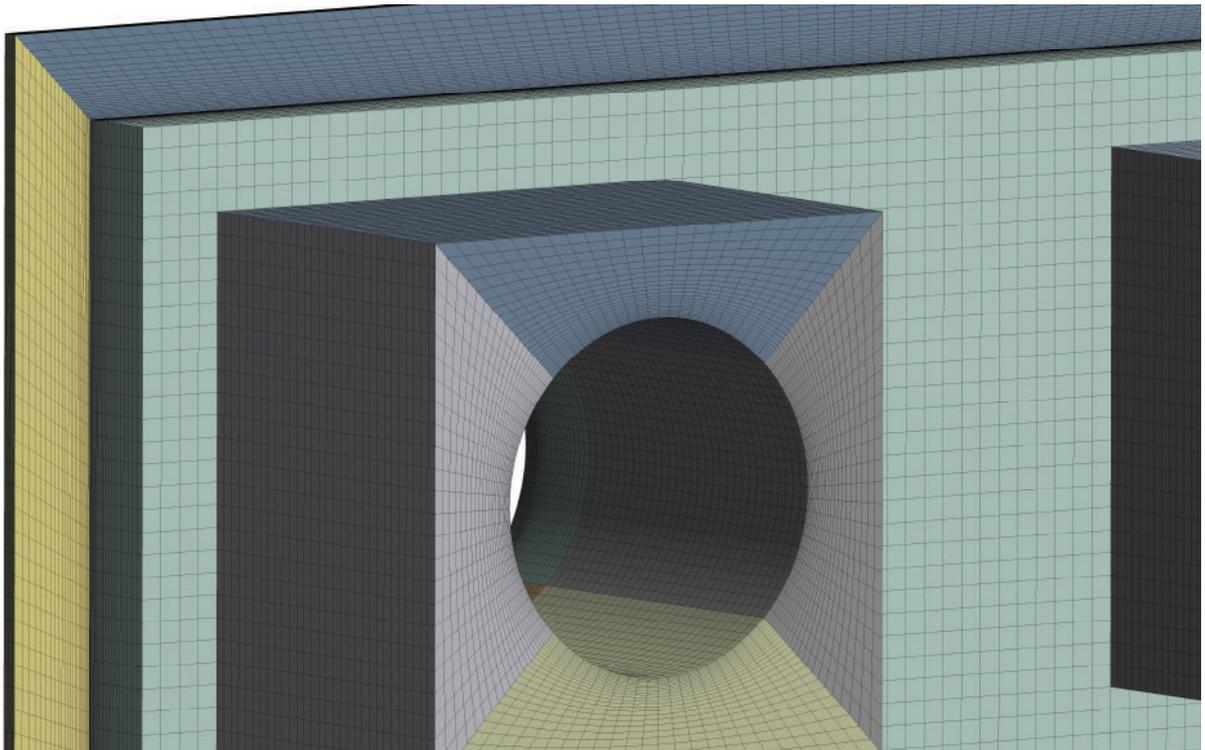
Com a discretização do domínio sendo desenvolvida pelo método dos volumes finitos, é necessário descrever o domínio em forma de pequenos volumes, o resultado dessa tarefa é chamado de malha computacional. A malha para solução desse problema foi desenvolvida utilizando uma metodologia de múltiplos blocos, ou múltiplos domínios, que facilita a obtenção de uma malha estruturada, o que por sua vez melhora a qualidade dos resultados e tempo de convergência de problema (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Na Figura 27, é possível observar alguns detalhes da malha para os domínios em torno dos aquecedores e nas interfaces da aleta, onde o refino de malha é necessário para descrever com precisão os fenômenos físicos que ocorrem nessa região.

Figura 26 - Dimensões do domínio computacional utilizado.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Figura 27 - Malha do domínio computacional.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

No caso da aleta de referência ($L_e = 0mm$) foram testadas quatro malhas, para verificar a independência da solução. As propriedades do fluido que foram inseridas no programa comercial para os cálculos são baseadas na temperatura de filme definida como $T_{filme} = (\bar{T}_s +$

$T_{\infty})/2'$, essa temperatura de filme é utilizada tanto para as simulações da aleta de referência quanto para as simulações com as aletas que possuem entalhe.

As discretizações dos termos convectivos para as equações de quantidade de movimento e energia foram feitas utilizando o esquema *Upwind* de segunda ordem. Para as equações da turbulência, o esquema *Upwind* de primeira ordem foi utilizado, e um esquema de interpolação de segunda ordem foi adotado para a pressão. Os gradientes foram calculados utilizando o método dos mínimos quadrados, que possui boa acurácia pelo seu custo computacional, já que considera o centro centroide dos elementos para interpolação desses gradientes. Por último o critério de convergência adotado foi com valor de RMS 10^{-5} para as equações do escoamento e RMS 10^{-8} para a equação da energia.

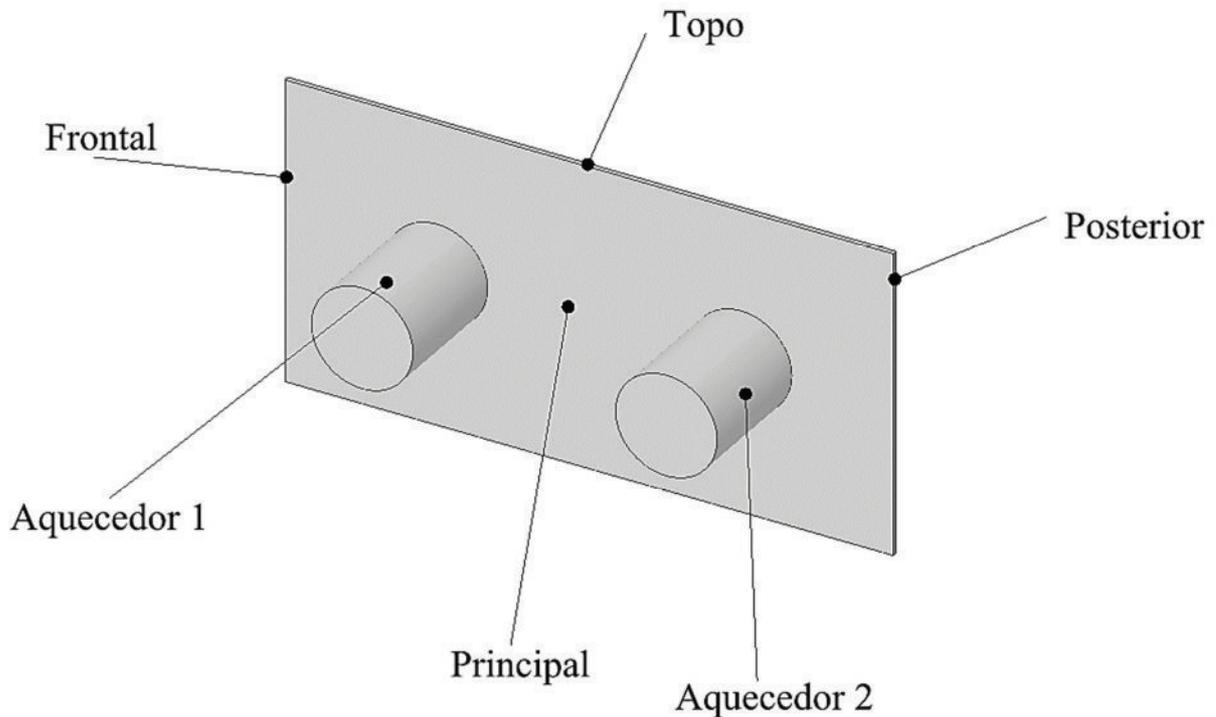
As simulações foram desenvolvidas em um computador com sistema operacional Windows[®] 10, que possui um processador Intel[®] Core i7-9700, 16GB de memória RAM e o processador gráfico é integrado, com especificação Intel[®] UHD Graphics 630. O tempo de computação médio para cada simulação foi de 7h.

4.2.1 Métodos de extração dos dados numéricos e posteriores análises

A metodologia de extração dos dados numéricos utiliza a função de média ponderada pela área do programa comercial Ansys-Fluent[®] 2019R3, que é obtida a partir da aplicação da equação (38). Essa função faz uma média ponderada pela área. Após a extração dos resultados, os mesmos foram inseridos em uma planilha Excel[®] para serem computados, e analisados de acordo com a localização. Os fluxos de calor e temperaturas superficiais são medidas diretamente nas faces da aleta e nas superfícies dos aquecedores, cada região possui seu fluxo individual, que foram nomeadas de acordo com a Figura 28. Para a obtenção da variável y^+ é utilizada também a média ponderada pela área, porém aplicada a todas as faces do ar acoplado a parede sólida da aleta. Na equação (38), $A_{região}$ é referente a área total da face selecionada onde a propriedade está sendo considerada, ϕ é uma propriedade qualquer, n é o número de elementos da face selecionada, A_l é a área de cada elemento e ϕ_l é o valor da propriedade em cada elemento.

$$\frac{1}{A_{região}} \int \phi dA_{região} = \frac{1}{A_{região}} \sum_{l=1}^n \phi_l A_l \quad (38)$$

Figura 28 – Nomenclatura das regiões do trocador de calor consideradas no domínio do sólido na malha computacional.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

De acordo com a simetria inserida na região inferior (Região 6 da Figura 25), todas as informações consideradas para a região espelhada são de acordo com sua posição em relação a região do domínio resolvido, dessa forma o fluxo de calor que sai pela parte inferior da aleta é o mesmo que fluxo da parte superior (Topo). A partir dessa análise é possível perceber que dois aquecedores elétricos são iguais, o aquecedor 1 e o aquecedor espelhado logo abaixo dele, ambos possuem o mesmo fluxo de calor, e o mesmo acontece com o aquecedor 2.

Para o cálculo da temperatura média de saída é utilizada a função de média de face, e a região do domínio onde essa medida é tomada é na Região 2 da Figura 25 (ver Tabela 5). A média da face simplesmente soma os valores de cada elemento e divide pelo número de elementos de acordo com a equação (39):

$$\phi = \frac{\sum_{l=1}^n \phi_l}{n} \quad (39)$$

Após a extração das temperaturas é possível calcular a temperatura média logarítmica utilizando a equação (24), pois já se tem todas as informações, a temperatura de entrada foi medida experimentalmente no túnel de vento, as temperaturas superficiais são extraídas de

acordo com a equação (38) e a temperatura de saída é de acordo com a equação (39), tanto a temperatura de entrada quanto a temperatura de saída são aplicadas para todos os casos mudando apenas a temperatura superficial, que vai de acordo com cada região sólida. De posse dos fluxos de calor e das temperaturas médias logarítmicas de cada região é possível calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção com a equação (22), e com o coeficiente de transferência de calor por convecção é possível determinar o número de Nusselt local utilizando a equação (21). Após obtidos os números de Nusselt e coeficientes convectivos locais é possível fazer uma média ponderada pela área e obter ambos os parâmetros globais, esse procedimento é feito utilizando a equação (38).

A taxa de transferência de calor total, calculada pela equação (40), é resultado da soma das taxas locais, as quais são obtidas pela multiplicação do fluxo de calor de cada região pela área referente ao fluxo. A taxa de transferência de calor total é então utilizada para calcular o coeficiente global de transferência de calor por convecção (U) pela equação (23), o qual será utilizado para determinação da eficiência da superfície aletada através da equação (25). Na equação (40) \dot{Q}_{total} é a taxa de transferência de calor total, q_l é o fluxo de calor local, A_l é a área superficial referente ao fluxo e n_r é o número de regiões independentes (na Figura 28 é possível observar que existem 6 regiões para a aleta sem entalhe). Também é possível calcular o calor total multiplicando o calor trocador por uma aleta (\dot{Q}_f) pelo número de aletas e somando com o calor trocador por um aquecedor (\dot{Q}_s) pelo número de aquecedores.

$$\dot{Q}_{total} = \sum_{l=1}^{n_r} q_l A_l = N_f \dot{Q}_f + N_s \dot{Q}_s \quad (40)$$

Para comparação entre os resultados será utilizada a equação (41), que representa o desvio relativo percentual entre duas medidas. Na equação (41) ξ é o desvio relativo percentual e ϕ_1 e ϕ_2 são as duas medidas que estão sendo mensuradas, podendo ser taxa de transferência de calor, temperatura ou até mesmo o fluxo de calor.

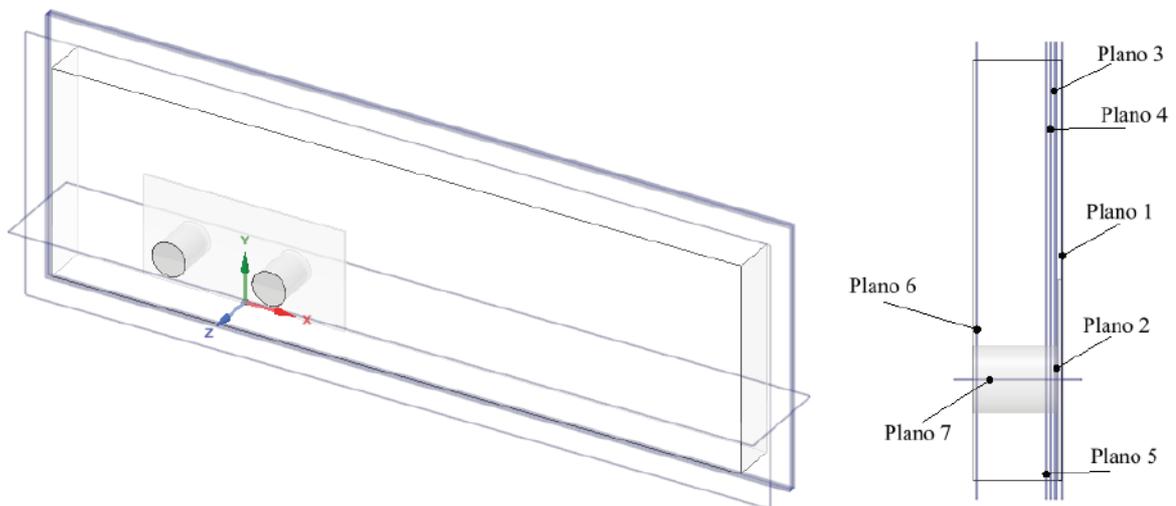
$$\xi = (100) \frac{|\phi_1 - \phi_2|}{\max(\phi_1; \phi_2)} \quad (41)$$

Para o cálculo da queda de pressão a pressão na seção de entrada e saída foram mensuradas utilizando a média ponderada na área (equação (38)), como na região de saída a

pressão manométrica é zero, então o resultado da queda de pressão é igual ao resultado da pressão obtido na seção de entrada.

Por último, para visualização das curvas de nível no domínio computacional e também as linhas de corrente, serão utilizados diversos planos no sentido do comprimento do domínio. Pode-se visualizar a localização dos planos na Figura 29, um plano na simetria da aleta (Plano 1), quatro planos na frente da aleta, o primeiro com espaçamento de 0,5mm tanto entre a aleta quanto entre o próximo plano (Plano 2) e os outros com espaçamentos de 1mm entre planos (Planos 3,4 e 5). Um plano localizado próximo a simetria dos aquecedores (Plano 6) para verificar as estruturas turbulentas com a menor influência da aleta possível também foi considerado. Para finalizar, um último plano transversal ao escoamento foi feito na linha central dos aquecedores (Plano 7), para verificar a influência dos aquecedores nos vórtices.

Figura 29 – Planos para elaboração das curvas de nível e análise das linhas de corrente dos escoamentos.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

As dimensões que serão utilizadas para exibição das imagens de curvas de nível nos planos serão adimensionalizadas. Esse procedimento será feito para futuras análises de outros autores, quando as propriedades são adimensionais a comparação dos módulos das mesmas pode ser feita de forma mais precisa e mais efetiva. Para a adimensionalização das dimensões 'x', 'y' e 'z' será utilizado o diâmetro hidráulico, de acordo com as equações (42), (43) e (44). O centro do domínio fica na localizado na simetria da aleta e na medida entre os cilindros, assim como consta na Figura 29. Já as velocidades serão adimensionalizadas utilizando a velocidade de escoamento livre, que é imposta na entrada do domínio

computacional, isso de acordo com a equação (45). Como a solução do modelo de turbulência κ - ω SST não fornece distinção entre os componentes do tensor de Reynolds, mas sim, fornece a energia cinética turbulenta, é considerado que as flutuações de velocidade são aproximadamente iguais, isso devido a condição de isotropia do fluido, por este motivo, a intensidade turbulenta será exibida de acordo com a equação (46) (WILCOX, 2006). Para os perfis de temperatura adimensional a equação (47) será utilizada.

$$x_{adimensional} = \frac{x}{Dh} \quad (42)$$

$$y_{adimensional} = \frac{y}{Dh} \quad (43)$$

$$z_{adimensional} = \frac{z}{Dh} \quad (44)$$

$$u_{i adimensional} = \frac{u_i}{v_\infty} \quad (45)$$

$$I_{turb} = \frac{\sqrt{(2\kappa)/3}}{v_\infty} \quad (46)$$

$$T_{adimensional} = \frac{T - T_\infty}{\bar{T}_s - T_\infty} \quad (47)$$

Duas observações sobre a aplicação das equações de adimensionalização, a respeito da equação (45) o vetor velocidade será representado por ' \mathbf{u} '. A segunda observação a ser feita é a respeito da equação (47), para a temperatura adimensional quando a temperatura for analisada no domínio sólido (região da aleta e aquecedores), isso será feito com a escala de cores para a temperatura local, que tornará a visualização da distribuição de temperatura na aleta mais visível. Já, quando a temperatura for analisada no domínio do fluido será utilizada a escala global de cores de temperatura. Dessa forma é encerrado o capítulo de materiais e métodos, a próxima seção irá abordar os resultados obtidos a partir a aplicação dos métodos discutidos.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção serão discutidos os resultados obtidos a partir da aplicação das metodologias apresentadas na seção 4. Para tal realização, a seção será dividida em três partes. Na primeira parte, serão apresentados os dados obtidos a partir dos experimentos em túnel de vento, já processados para a aplicação na simulação computacional. A segunda parte será utilizada para mostrar a validação da simulação numérica, utilizando resultados obtidos para os números de Nusselt e balanço de energia de um caso com a aleta sem entalhe. Na terceira parte serão avaliadas as topologias dos escoamentos tridimensionais, apresentando curvas de nível, e justificando o desenvolvimento das simulações para obtenção de todas as informações referentes ao escoamento. A aleta de referência será analisada e comparada com o caso da aleta que possui entalhe maior ($L_e = 48mm$) (ver Figura 18 e Figura 19), para que seja possível observar se ocorreram mudanças no padrão do escoamento, em decorrência do orifício inserido no centro da aleta.

5.1 DADOS DOS EXPERIMENTOS EM TÚNEL DE VENTO

A partir da aplicação dos métodos para experimentação em túnel de vento, descritos na seção 4.1, os resultados obtidos foram estruturados para aplicação na simulação computacional. Os valores de temperatura de entrada, velocidade do escoamento livre e temperatura superficial dos aquecedores podem ser observados na Tabela 6, para as três geometrias de aletas estudadas. A temperatura média da superfície dos aquecedores foi calculada a partir da equação (37), já os valores de temperatura de entrada e velocidade do escoamento, são valores médios obtidos diretamente pelo anemômetro de fio quente (Figura 23).

Os conjuntos de aquecedores utilizados, conforme mostra a Tabela 4 foram aplicados em ordem para Aleta de Referência (Conjunto 1), Aleta com entalhe ($L_e = 32mm$) (Conjunto 2) e Aleta com entalhe ($L_e = 48mm$) (Conjunto 3). As tensões médias medidas na rede no momento do experimento podem ser visualizadas na Tabela 7.

A combinação dos dados de resistência elétrica (Tabela 4) e tensão da média da rede elétrica (Tabela 7), fornecem os resultados de taxa de transferência de calor experimental, que pode ser calculada a partir da equação (33). Alguns desses resultados foram utilizados na validação da simulação, já que a recuperação de um dado experimental é um fator importante na simulação numérica, demonstrando que a física do problema está sendo bem representada.

A partir da aplicação dos dados da Tabela 6, as simulações computacionais foram

desenvolvidas, utilizando os valores conforme as condições de contorno que estão descritas na Tabela 5.

Tabela 6 – Dados de velocidades e temperaturas médias obtidos a partir da experimentação em túnel de vento.

	Velocidade do escoamento (v_{∞} [m/s])	Temperatura de Entrada (T_{∞} [K])	Temperatura superficial média (\bar{T}_s [K])
Aleta de Referência	7,2	295,8	450
	8,6	295,8	430
	10,3	295,8	418
	11,9	295,8	405
Aleta com entalhe ($L_e = 32mm$)	7,5	297,2	457
	8,9	297,2	437
	10,6	297,2	422
	12,2	297,2	411
Aleta com entalhe ($L_e = 48mm$)	7,6	296,6	473
	9,2	296,6	453
	11,0	296,6	437
	12,5	296,6	424

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Tabela 7 – Tensão média da rede elétrica obtida a partir da experimentação em túnel de vento.

	Tensão média da rede elétrica [Volts]			
Aleta de Referência	226,9	226,5	227,2	226,9
Aleta com entalhe ($L_e = 32mm$)	220,8	220,9	220,9	220,2
Aleta com entalhe ($L_e = 48mm$)	225,8	225,2	224,9	225,7

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

5.2 VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS A PARTIR DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA

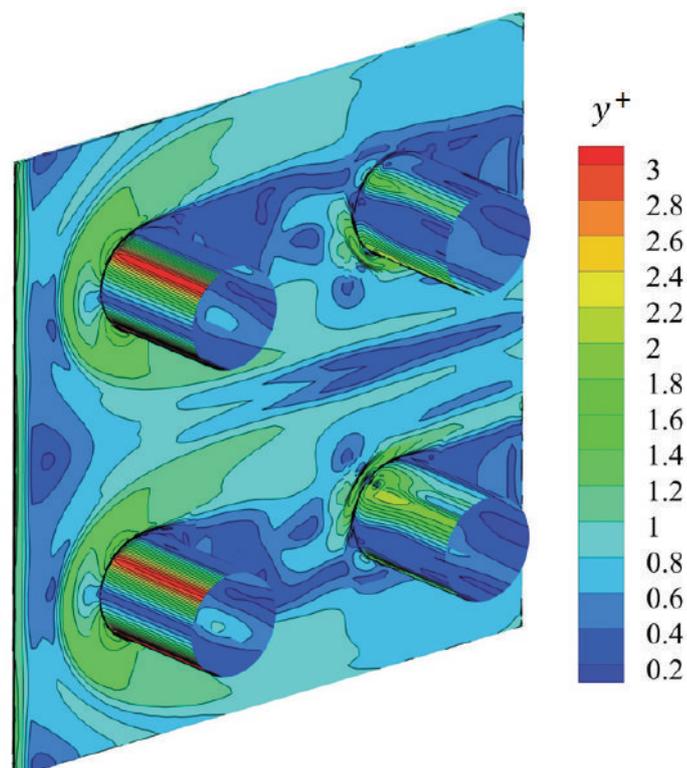
No presente trabalho, a validação foi desenvolvida por meio da comparação do número de Nusselt médio, com correlações empíricas da literatura, e também, para o balanço de energia global obtido a partir da simulação em comparação com resultados experimentais. Também foi feito um estudo de independência de malha, assim as soluções tornam-se independentes do número de elementos utilizados. A validação numérica utilizou os dados da aleta de referência

da Tabela 6. Isso pois as aletas de placas planas são muito estudadas na literatura e possuem diversas correlações empíricas (conforme apresentado na seção 3.1).

Para o teste de independência de malha o primeiro passo foi avaliar os valores de y^+ de cada uma das malhas, dessa maneira é possível ter certeza de que o modelo de turbulência pode ser aplicado. De acordo com o modelo κ - ω SST o valor de y^+ deve ser menor que um ($y^+ < 1$), pode-se observar na Tabela 8 os valores obtidos para as simulações com Malha 1 (1953261 elementos), Malha 2 (2078760 elementos), Malha 3 (2351613 elementos) e Malha 4 (3424636 elementos). As diferenças percentuais entre a Malha 1 e as demais malhas, são respectivamente para a Malha 2, Malha 3 e Malha 4, os valores de: 6%, 17% e 43%.

É importante ressaltar que nem todas as regiões obtiveram valores de $y^+ < 1$, mas o programa comercial Ansys-Fluent® 2019R3 faz a aplicação de leis de parede em conjunto com o modelo κ - ω SST, sendo essa transição feita de forma automática a partir do cálculo da distância da parede y^+ (MENTER, 2003). Na Figura 30 é possível observar o mapeamento da propriedade nas superfícies sólidas, existem regiões do escoamento fora da faixa de $y^+ < 1$, assim como muitas regiões que estão de acordo com o modelo de turbulência, como todos os resultados obtidos para o y^+ , na média, satisfazem o modelo de turbulência adotado (Tabela 8) é possível analisar os resultados para os números de Nusselt obtidos a partir das mesmas malhas.

Figura 30 – Perfil da grandeza y^+ para $Re_{Dh} = 29100$.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

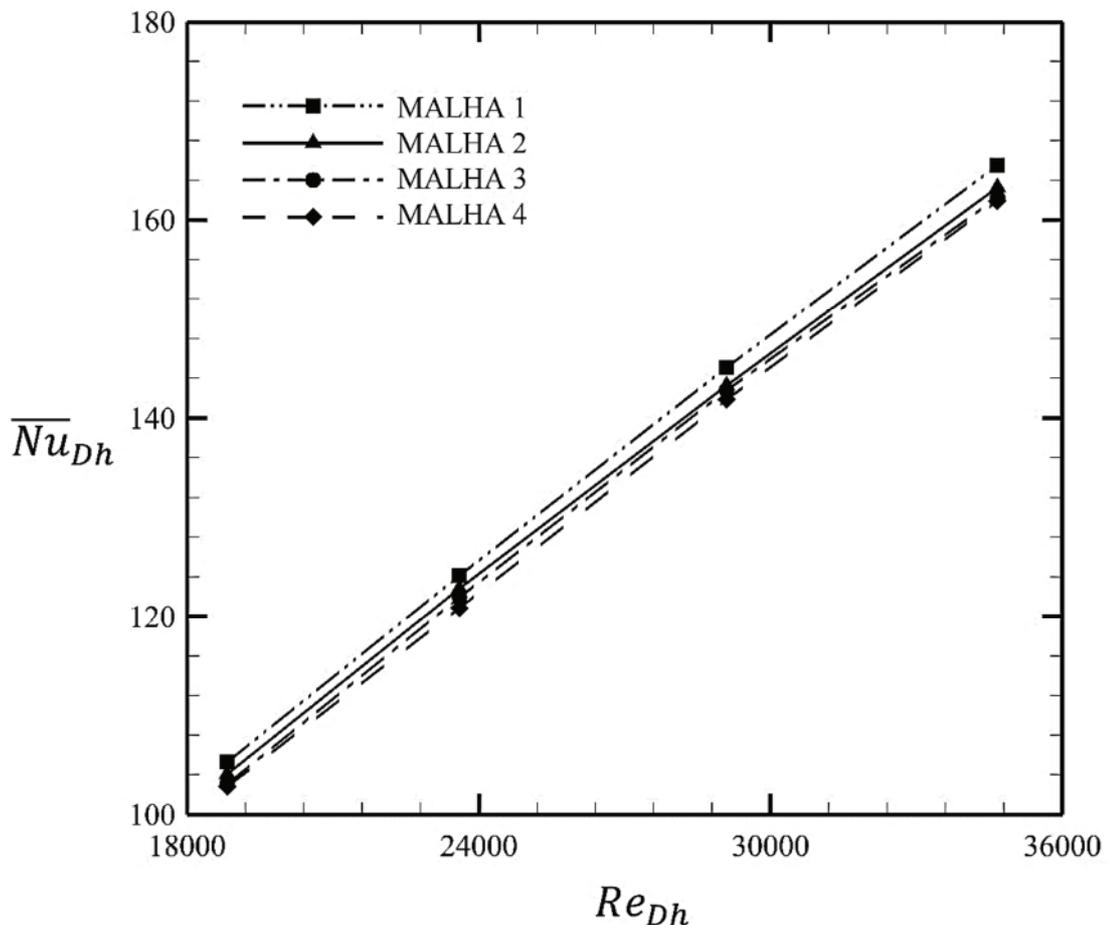
Tabela 8 – Valores médios para ‘ y^+ ’ obtidos nos refinamentos de malha para cada velocidade em função do número de elementos.

Re_{Dh}	18800	23600	29100	34300
MALHA 1	0,5287	0,6326	0,7485	0,8628
MALHA 2	0,5270	0,6299	0,7442	0,8565
MALHA 3	0,5234	0,6266	0,7416	0,8553
MALHA 4	0,4586	0,5500	0,6666	0,7693

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Na Figura 31, é possível notar que os valores obtidos para o número de Nusselt médio a partir das quatro malhas, todas têm o mesmo comportamento e possuem desvios relativos máximos menores que 2%. A partir dos resultados obtidos para o teste de independência de malha, a Malha 2 foi escolhida para as simulações, essa foi a malha intermediária testada e possui 2078760 elementos, a escolha desta está vinculada ao custo computacional e uma melhor qualidade das curvas de nível obtidas nos pós processamentos.

Figura 31 - Teste de independência de malha para o caso da aleta de referência.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Para validação dos resultados obtidos a partir da Malha 2, os mesmos foram comparados com correlações empíricas obtidas na literatura, as quais estão melhores descritas na seção 3.1. A utilização das correlações de Kaminski e Gross (2000) e González, Vaz Junior e Zdanski (2019) é feita de forma direta após as medições desenvolvidas em túnel de vento, já a correlação de ESCOA (1979) precisa de resultados obtidos a partir da simulação numérica.

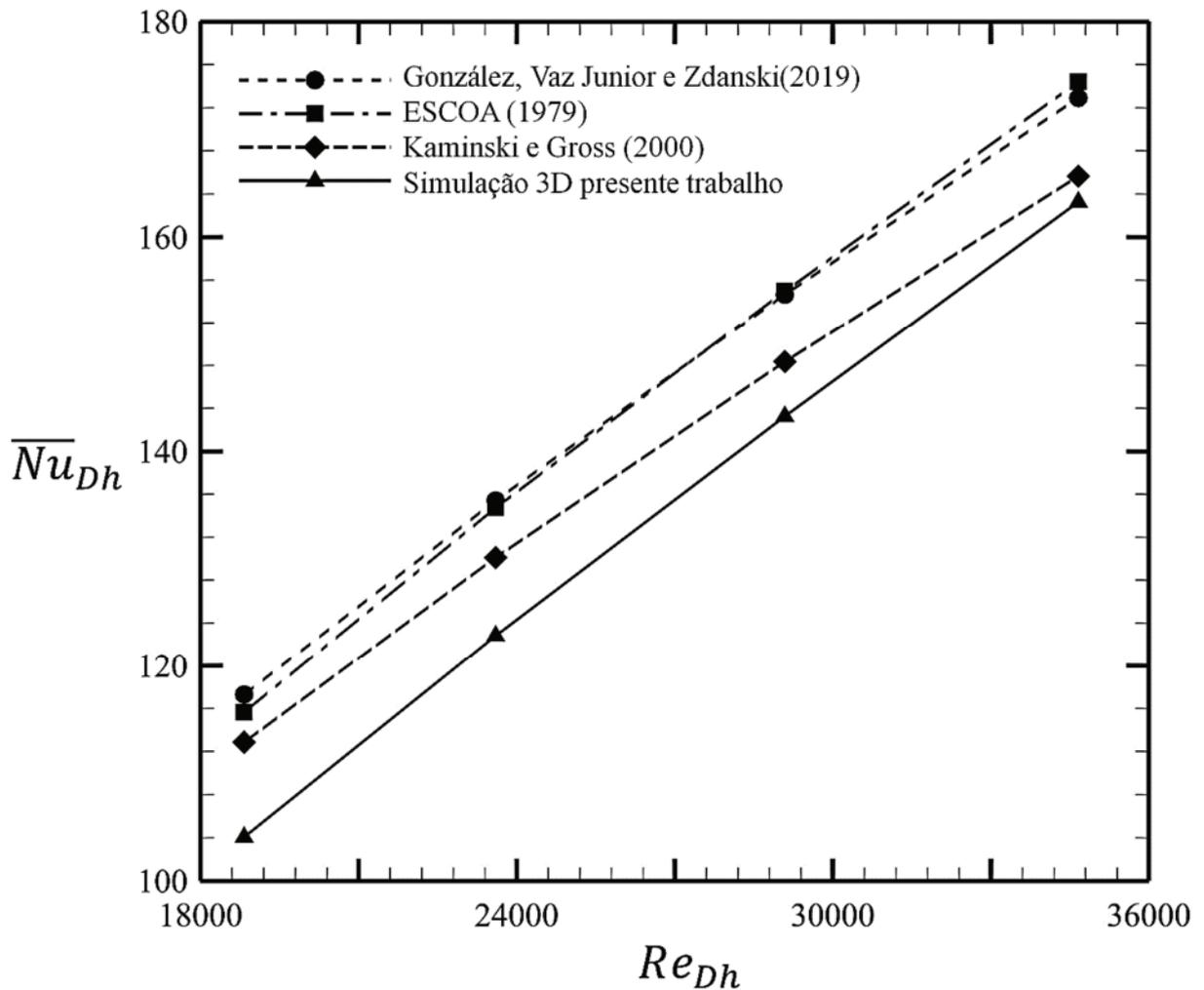
O primeiro passo para o cálculo das correlações é a obtenção da temperatura de filme (T_{filme}) para obtenção das propriedades termofísicas do escoamento, a temperatura de filme utiliza a temperatura média dos termopares do aparato (equação (37)) e também a temperatura de entrada do escoamento, que é medida no túnel de vento com o anemômetro de fio quente. Após obtidas as propriedades são calculados os números de Reynolds (equação (20)) e os números de Prandtl do ar ($Pr = \mu C_p / k$), essas informações são utilizadas para todas as correlações. A partir das características dimensionais medidas com o uso de um paquímetro analógico (Tabela 3) é calculado o diâmetro hidráulico (equação (16)), com essas informações ambas as correlações podem ser calculadas. Já para a utilização da correlação de ESCOA (1979) existe a necessidade da simulação numérica para obtenção da temperatura média da superfície da aleta (T_m), os outros dados são todos obtidos de forma experimental, assim como para as outras duas correlações.

As curvas de número de Nusselt médio como função do número de Reynolds podem ser vistas na Figura 32, englobando as três correlações empíricas e os dados de número de Nusselt médios obtidos a partir das simulações numéricas. Os resultados nessa comparação mostram boa concordância, e para maiores números de Reynolds é possível notar que a aplicação da simulação computacional tridimensional se aproxima melhor das correlações empíricas.

Ainda avaliando os resultados dos números de Nusselt médios da Figura 32 é possível notar que os maiores desvios relativos entre os resultados obtidos foram para os números de Reynolds mais baixos dado que pode ser observado na Tabela 9, e os desvios relativos obtidos em comparação com as correlações empíricas são compatíveis com os desvios relativos apresentados para alguns trabalhos na seção 2.1.

É possível perceber também que todos os resultados obtidos fazem a previsão de um menor valor para o coeficiente de transferência de calor por convecção e por consequência um menor número de Nusselt médio. Dessa maneira os resultados obtidos não superestimam os parâmetros de desempenho dos equipamentos.

Figura 32 - Validação dos números de Nusselt médios para as simulações tridimensionais em comparação com correlações empíricas.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Tabela 9 – Desvios relativos para os números de Nusselt médios (Figura 32) dos resultados da Simulação 3D em comparação com as correlações empíricas.

Re_{Dh}	18800	23600	29100	34300
González, Vaz Junior e Zdanski (2019)	-11.27	-9.31	-7.38	-5.58
Kaminski e Gross (2000)	-7.79	-5.61	-3.46	-1.47
ESCOA (1979)	-10.01	-8.86	-7.55	-6.37

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Além da validação pelo número de Nusselt médio, é possível aplicar um balanço de energia uma vez que na simulação tridimensional foram obtidas todas as características térmicas do equipamento e do escoamento. Na fase de experimentação foi medida a taxa de transferência de calor fornecida pelos aquecedores para o escoamento. Na Tabela 10 estão os dados de

comparação entre a taxa de transferência de calor total da simulação 3D, que é obtido a partir da equação (40) e a taxa de transferência de calor total do experimento, obtido a partir da equação (33). É possível perceber que os resultados possuem boa precisão (já que a incerteza do tipo A experimental da taxa de transferência de calor foi calculada em 1%) quanto a previsão da taxa de transferência de calor global do equipamento. A partir desses resultados também podem ser observadas as taxas individuais de cada região do trocador de calor, aletas e aquecedores, essa informação possui um nível alto de dificuldade para se obter experimentalmente, já que seria necessário muitos pontos de medição ou equipamentos muito sofisticados. Os desvios relativos contidos na Tabela 10 comparam o \dot{Q}_{total} com o \dot{Q}_{exp} e os dados percentuais estão baseados em \dot{Q}_{exp} .

Tabela 10 - Balanço de energia da simulação numérica comparando com os resultados experimentais.

Re_{Dh}	$N_f \dot{Q}_f$	$N_s \dot{Q}_s$	\dot{Q}_{total}	\dot{Q}_{exp}	ξ [%]
18800	417,37	350,25	767,62	793,19	-3,22
23600	416,20	347,67	763,86	790,39	-3,36
29100	435,30	362,25	797,55	795,28	+0,28
34300	436,99	362,60	799,59	793,19	+3,12

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

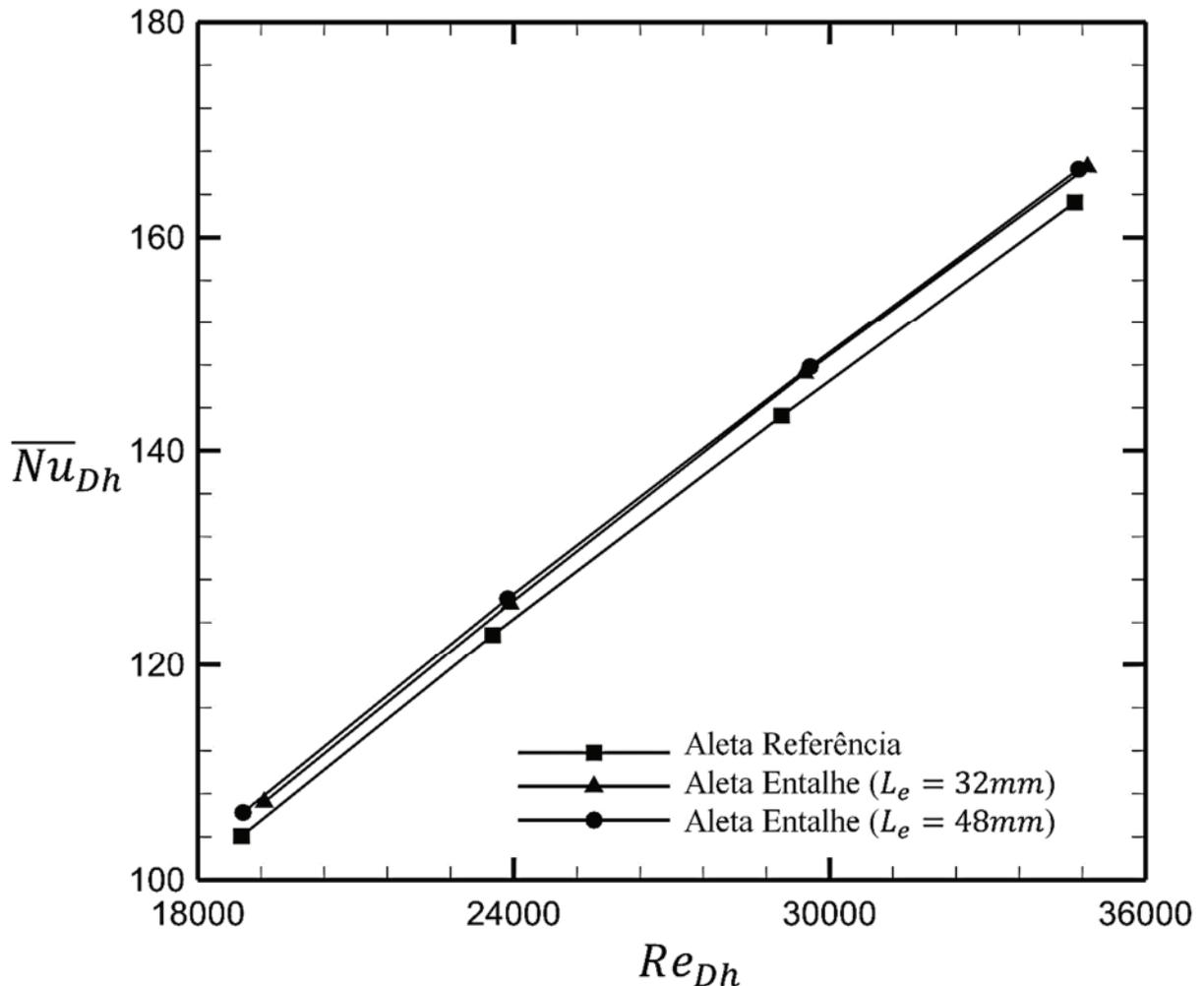
As validações, tanto para o número de Nusselt médio, quanto para o balanço de energia possuem boa precisão, com essas análises a conclusão é de que a malha resolve o problema com bons resultados. Agora serão desenvolvidos os outros estudos propostos na presente pesquisa. Analisando a influência do orifício inserido na aleta nos números de Nusselt, na eficiência global da superfície aletada e nas métricas escolhidas.

5.3 ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DO TROCADOR DE CALOR COM DIFERENTES PERFIS DE ALETAS

Nesta seção são apresentados os resultados entre os modelos de trocadores de calor analisados com as diferentes geometrias de aletas. Essa comparação será feita verificando os números de Nusselt e as métricas relacionadas ao problema, para que seja possível visualizar de forma precisa se houve alguma mudança com a aplicação dos entalhes nas aletas.

Considerando a aplicação das condições de contorno da Tabela 6, tanto para o caso de referência (validado na Seção 5.2) quanto para os casos com entalhe na aleta (entalhe de acordo com a Figura 18). Os resultados obtidos para o número de Nusselt médios com as diferentes geometrias na aleta pode ser visualizado na Figura 33.

Figura 33 – Número de Nusselt médio para os diferentes perfis de aleta estudados.

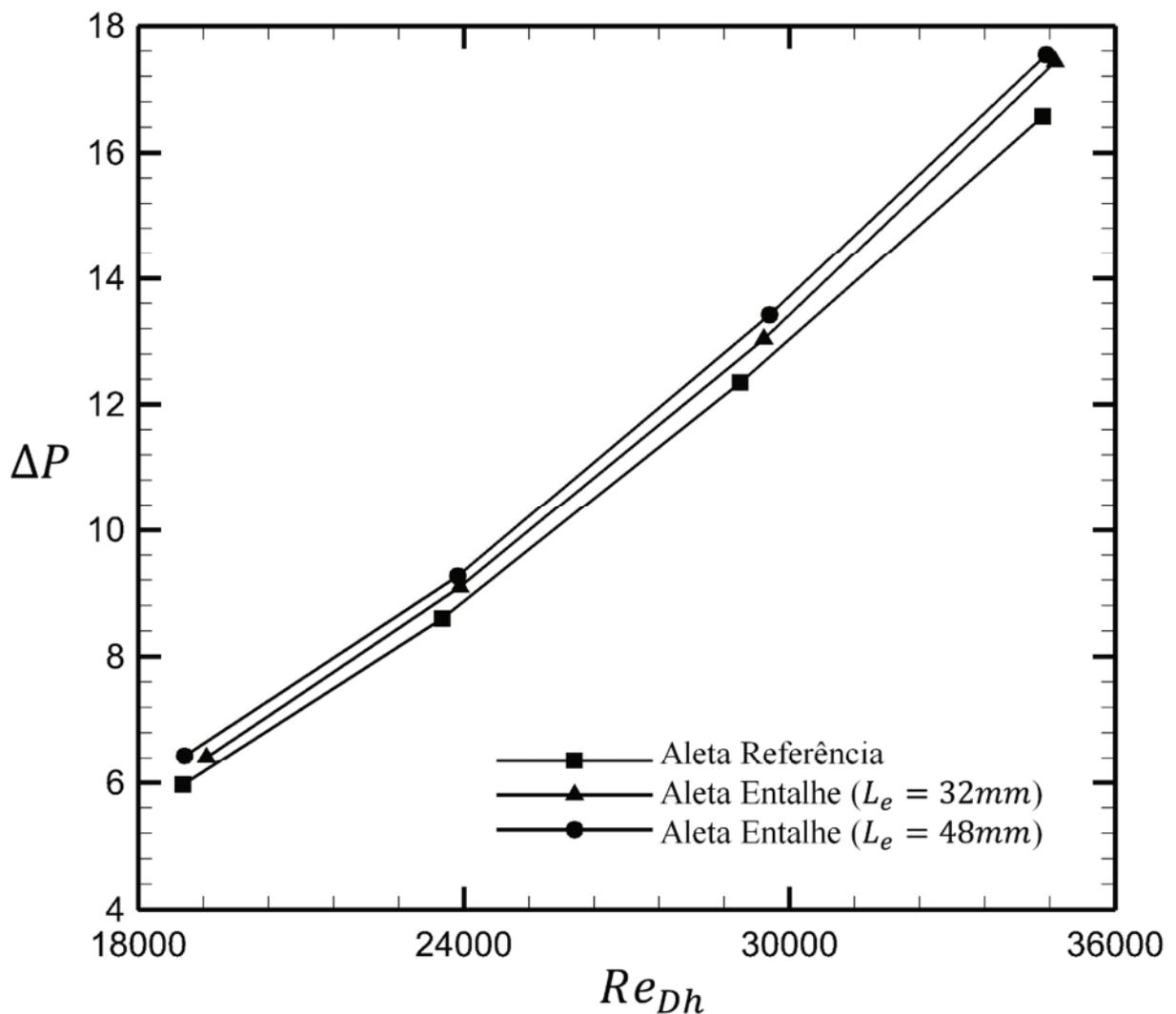


Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

É possível verificar que houve um pequeno aumento (máximo de 3%) do número de Nusselt médio para os casos das aletas com entalhe em comparação com a aleta de referência (Figura 33), esse mesmo efeito foi observado por Lee *et al.* (2012). Quando os autores utilizaram dois furos (o esquema de furos utilizado por eles pode ser observado na Figura 3) obtiveram um aumento maior no número de Nusselt médio do que com 4 furos. Esse comportamento é semelhante ao observado no presente trabalho já que para alguns dos números de Reynolds testados da Figura 33 a aleta com entalhe ($L_e = 32mm$) tem valores ligeiramente maiores.

A queda de pressão em trocadores de calor é um parâmetro muito estudado, por este motivo, no presente trabalho foi o estudo da queda de pressão a partir dos dados obtidos na simulação numérica. Na Figura 34 é possível observar as curvas de queda de pressão para os três tipos de geometrias de aletas estudadas. Os resultados obtidos para a queda de pressão mostram que houveram pequenos aumentos com a inserção dos entalhes, aumentos máximos de 7,23% foram observados, porém o aumento médio de todos os pontos ficou na faixa de 6,13%. Os resultados observados para a queda de pressão obtida a partir da simulação numérica, tem comportamento semelhante ao observado por Lee *et al.* (2012), os aumentos não são significativos pois os entalhes nas aletas ficam transversais ao escoamento.

Figura 34 – Curvas de queda de pressão para os diferentes perfis de aleta estudados.



De acordo com Çengel e Ghajar (2012) a eficiência da maioria das aletas na prática, geralmente, é maior que 90%, já aletas com eficiências em torno de 60% não justificam o custo

adicional, por isso deve-se evitar tamanhos de aletas que comprometam a sua eficiência, é possível observar pelos resultados da eficiência global da superfície (Tabela 11), que os valores são maiores que 90% para todas as aletas estudadas no presente trabalho. Também é possível perceber que existe uma redução da eficiência global com o aumento do número de Reynolds (que se dá pelo aumento da velocidade do escoamento), esse efeito ocorre, pois, nas regiões de descolamento e recolamento de camada limite os coeficientes de transferência de calor por convecção são intensificados. Essas características são visualizadas com mais acurácia nos perfis de número de Nusselt, estes que serão abordados com maiores detalhes na próxima seção.

Tabela 11 - Eficiência global das superfícies aletadas.

Re_{Dh}	18800	23600	29100	34300
η_0 Aleta de referência	0,9911	0,9868	0,9835	0,9798
η_0 Aleta Entalhe ($L_e = 32mm$)	0,9743	0,9708	0,9669	0,9636
η_0 Aleta Entalhe ($L_e = 48mm$)	0,9753	0,9718	0,9681	0,9651

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

O intuito do desenvolvimento numérico do presente trabalho é poder analisar as métricas de eficiência dos equipamentos de troca de calor aletados que foram propostas por Singh, Sørensen e Condra (2017), e que são calculadas de acordo com as equações (31) e (32). Na Figura 35, é possível observar a métrica de taxa de transferência de calor por unidade de massa, e na Figura 36 a métrica de desempenho específico.

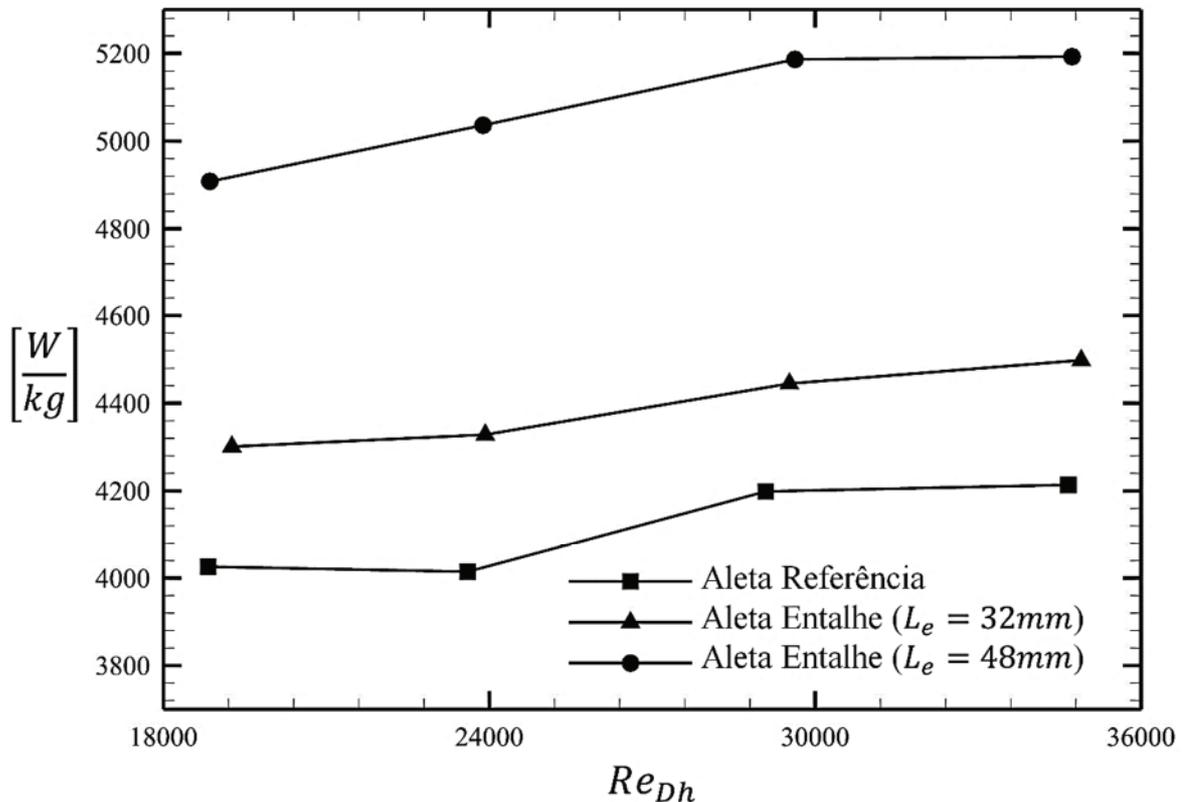
A partir dessas métricas é possível perceber que os resultados obtidos para a aleta com maior entalhe ($L_e = 48mm$) possui os melhores parâmetros, mesmo comparando com a aleta de menor entalhe ($L_e = 32mm$). A redução de área superficial entre a aleta de referência e a aleta com maior entalhe é de 12% e a redução da massa e do volume é de 13,7%, já para a aleta de menor entalhe a redução da área superficial em comparação com a aleta de referência é de 5,1% e a redução de massa e do volume é de 6,1%, o que justifica o aumento da métrica de taxa de transferência de calor por unidade de massa, para ambos os casos.

A métrica de taxa de transferência de calor por unidade de massa (Figura 35) obteve valores de melhoria na performance do trocador de calor na faixa entre 18 e 20,3% para a aleta com maior entalhe e entre 5,5 e 7% para a aleta com menor entalhe.

O aumento dessa métrica representa melhoria no equipamento de transferência de calor, já que é mantida a taxa de transferência de calor pelas aletas, só que com uma massa reduzida, possibilitando equipamentos de grande porte com uma redução de massa substancial. Essa

redução de massa é um fator muito estimado na indústria, já que para empresas que fazem fabricação desse tipo de equipamento pode significar economia financeira.

Figura 35 – Métrica de taxa de transferência por unidade de massa.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Quando a análise é feita na perspectiva do desempenho específico (Figura 36) da aleta o resultado obtido é de 4,9 a 6,4% para a aleta com maior entalhe e 1,87 e 3,32% para a aleta com menor entalhe. O que é possível perceber por esse resultado é que mesmo a transferência de calor não sofrendo grandes alterações pela inserção dos entalhes na aleta, a massa foi reduzida e a transferência de calor por unidade de volume foi aumentada. A utilização da diferença de temperatura entre a temperatura média da superfície da aleta e a temperatura de entrada na equação (32), pode ser observada na Tabela 12.

A partir dos dados da Tabela 12 é possível notar que houveram aumentos da temperatura superficial da aleta para os casos com entalhes, isso era esperado devido à redução de área superficial da aleta. Como a área superficial é menor o sistema tende a sofrer um maior aquecimento, e com o aumento da temperatura do sistema os coeficientes médios de transferência de calor por convecção obtém valores próximos para as mesmas condições de operação, conforme observado na Figura 33.

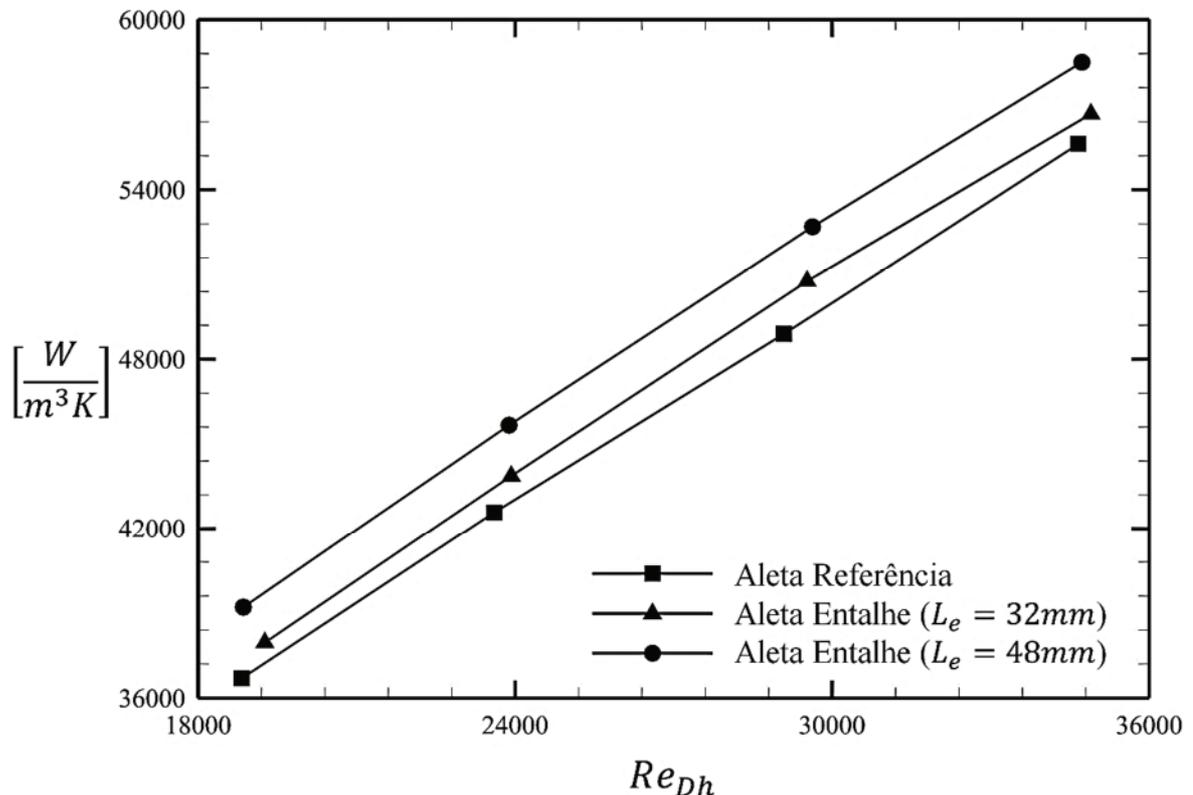
Tabela 12 - Diferença de temperatura da métrica de desempenho específico ($T_m - T_\infty$) [K].

Re_{Dh}	18800	23600	29100	34300
Aleta Referência	148,22	127,41	115,32	102,62
Aleta Entalhe ($L_e = 32mm$)	153,09	133,31	118,29	107,23
Aleta Entalhe ($L_e = 48mm$)	169,15	148,99	132,97	119,92
ξ [%] entre Aleta Referência e Aleta Entalhe ($L_e = 32mm$)	+3,19	+4,42	+2,51	+4,30
ξ [%] entre Aleta Referência e Aleta Entalhe ($L_e = 48mm$)	+12,37	+14,48	+13,28	+14,43

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

O desvio relativo médio dos balanços de energia de todas as simulações, nesses casos sempre comparados com os experimentos, ficou em 6,17%. Os casos com maiores desvios foram para a aleta com maior entalhe, isso porque durante os experimentos foi constatada que a resistência de contato entre aleta e aquecedores era maior para esse aparato que para os outros, isso também pode ser observado a partir dos aumentos de temperatura na Tabela 12.

Figura 36 – Métrica de desempenho específico.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

5.4 ESTUDO DOS ESCOAMENTOS E PERFIS DE PROPRIEDADES DO TROCADOR DE CALOR COM DIFERENTES PERFIS DE ALETAS

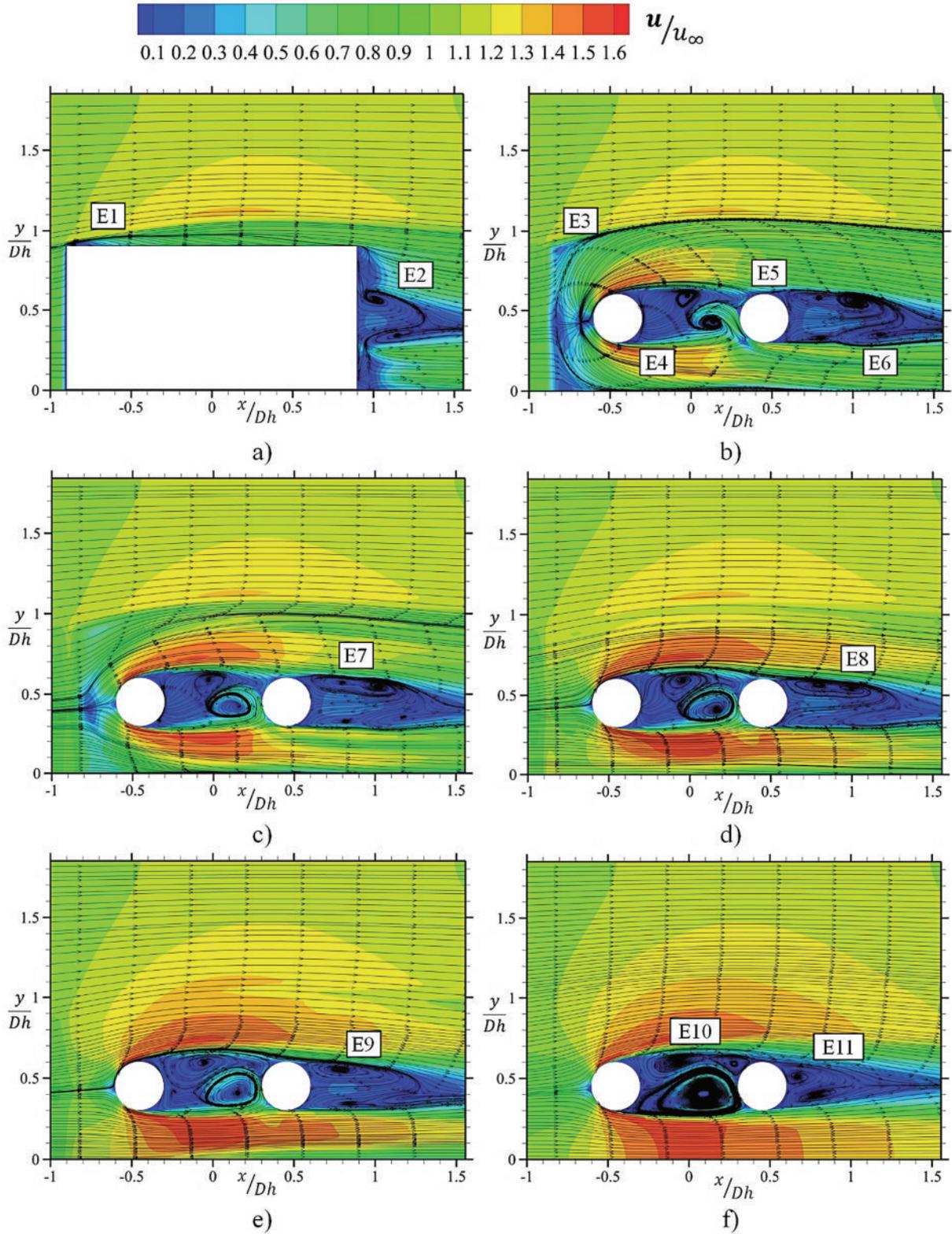
Após desenvolvido o estudo do número de Nusselt médio das aletas com diferentes perfis, é possível iniciar o estudo dos escoamentos e perfis de propriedades que são solução do problema estudado. Nesta seção, inicialmente, será estudado um caso de referência (aleta sem entalhe ($L_e = 0mm$), para entender as estruturas turbulentas que se formam. Em seguida, será desenvolvida a análise do escoamento da aleta com maior entalhe ($L_e = 48mm$), para assim ficarem claras as mudanças nos padrões de escoamento.

5.4.1 Estudo do escoamento para o caso da aleta de referência

Para estudar a aleta de referência o caso escolhido possui número de Reynolds igual a 29100 ($Re_{Dh} = 29100$). Conforme visto na validação, esse caso possui bons resultados para o número de Nusselt e também para o balanço de energia. As primeiras análises do problema que serão feitas, são referentes as curvas de nível de velocidade e as linhas de corrente (Figura 37). Todos os perfis que serão estudados possuem escoamento da esquerda para a direita

O primeiro plano a ser analisado encontra-se na simetria da aleta. A curva de nível de velocidade, determinada pela equação (45), e as linhas de corrente podem ser observadas na Figura 37(a). É possível notar que há uma região de descolamento de camada limite na parte superior da aleta (E1) e que existe uma região de recirculação a jusante (E2), essa região acontece mesmo com a espessura sendo muito menor que o comprimento da aleta, com isso é possível perceber que a espessura da aleta tem influência no escoamento. A Figura 37(b) é referente à região imediatamente à frente da aleta onde há o descolamento da camada limite ao longo do comprimento da aleta (E3) e o descolamento das camadas limites dos cilindros (E4 e E5), quando a camada limite se descola do primeiro cilindro, os gradientes de pressão adversos impedem que o fluido continue escoando diretamente até o próximo cilindro, por este motivo começam a existir regiões de recirculação, e na região a jusante do segundo cilindro é possível perceber a influência exercida pela estrutura formada devido a espessura da aleta (E1), formando 4 regiões de vórtices (E6). Conforme os planos se afastam da região de descolamento da aleta (Figura 37(c) (E7), Figura 37(d) (E8) e Figura 37(e) (E9)) esses vórtices acabam se transformando em apenas dois vórtices que são comuns em escoamentos sobre cilindros (Figura 37(f)) (E11).

Figura 37 - Curvas de nível de velocidade e linhas de corrente para o caso da aleta de referência; a) Plano 1; b) Plano 2; c) Plano 3; d) Plano 4; e) Plano 5; f) Plano 6 (os planos estão de acordo com a Figura 29).



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

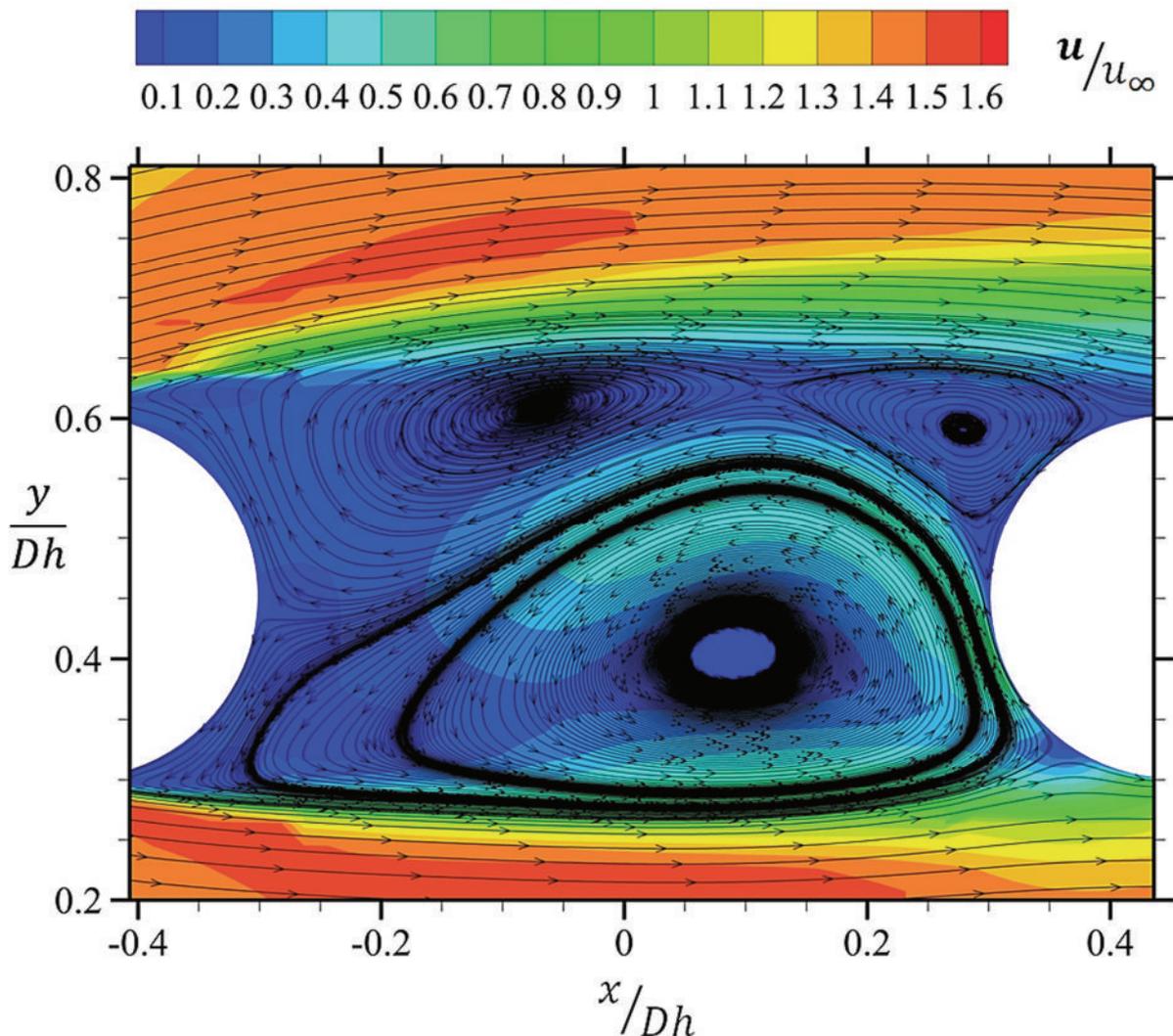
Algumas estruturas turbulentas, diferentes das observadas por outros autores como: Mon e Gross (2004), Xie, Wang e Sunden (2009) e Xie e Lee (2020) ocorrem no trocador de calor do presente estudo. Essas estruturas geralmente são amortecidas pelas camadas limites que se descolam nas faces das aletas, e esse amortecimento ocorre quando os espaçamentos entre aletas são pequenos ou pela aplicação de técnicas para controle de algumas dessas regiões. Por exemplo, o trabalho desenvolvido por Xie e Lee (2020) faz a aplicação de promotores de turbulência, os autores frisam que o principal objetivo na aplicação desses promotores é para gerar vórtices longitudinais que fazem com que o fluxo do escoamento livre seja levado tanto para as regiões de superfície da aleta, quanto para as regiões de recirculação atrás dos cilindros, fazendo assim com que essas regiões sejam drasticamente reduzidas.

Na Figura 37 é possível perceber que existem regiões de recirculação a jusante dos cilindros que são várias vezes o tamanho dos mesmos. Essas regiões são conhecidas na mecânica dos fluidos como região de recirculação, isso porque o fluido fica preso recirculando e é muito difícil voltar para o escoamento livre. Essas regiões são prejudiciais para a transferência de calor, pois quando os fluidos que estão presos se aquecem, e atingem temperaturas mais próximas das temperaturas superficiais a transferência de calor da superfície para o fluido nessas regiões diminui, causando assim a redução na eficiência do equipamento de transferência de calor (XIE; WANG; SUNDEN, 2009). No presente estudo, como não existe aplicação de nenhuma técnica para redução das regiões de recirculação, e como os espaçamentos entre aletas são várias vezes o diâmetro dos cilindros a intensidade dessas regiões de recirculação são altas, os efeitos causados por elas implicam diretamente na transferência de calor. Por outro lado nas regiões onde existe descolamento e recolamento de camada limite a transferência de calor é intensificada.

Ainda na Figura 37, é possível perceber a influência da aleta nos módulos das velocidades obtidas, conforme chega-se mais próximo do plano de simetria dos aquecedores (Figura 37(f)) as velocidades entre os quatro aquecedores e na região de descolamento da camada limite superior do primeiro cilindro se tornam máximas. Para melhor visualização dos vórtices que se formam entre os cilindros foi feita uma imagem ampliada da região, na Figura 37(f) (E10), essa imagem pode ser vista na Figura 38. É possível notar que existe um vórtice encapsulado na parte superior, esse tipo de vórtice está melhor discutido no trabalho de Zdanski, Ortega e Fico Júnior (2003), esse tipo de vórtice ocorre em cavidades, quando os cilindros do trocador são próximos a região acaba se assemelhando a uma cavidade, por este motivo esse tipo de estrutura pode ser visualizada. O vórtice ocorre pelo desprendimento da camada limite no primeiro cilindro, que não se recolá imediatamente no segundo cilindro, fazendo com que

haja duas regiões de recirculação com mesmo sentido, esse vórtice também já foi observado por outros autores em trocadores de calor, pode-se citar aqui Xie, Wang e Sunden (2009). Outro comentário a ser feito a respeito dessa estrutura é que ela ocorre em escoamentos médios, não necessariamente em escoamentos transientes. Também na Figura 37(f) (E10), o maior vórtice ocorre devido as altas velocidade do escoamento na região inferior dos cilindros, a energia cinética fornecida para os vórtices é maior, mantendo assim uma maior estrutura turbulenta, é possível observar essa característica pela curva de nível de velocidade na região central da Figura 38.

Figura 38 - Detalhamento do escoamento entre os cilindros da Figura 37(f).

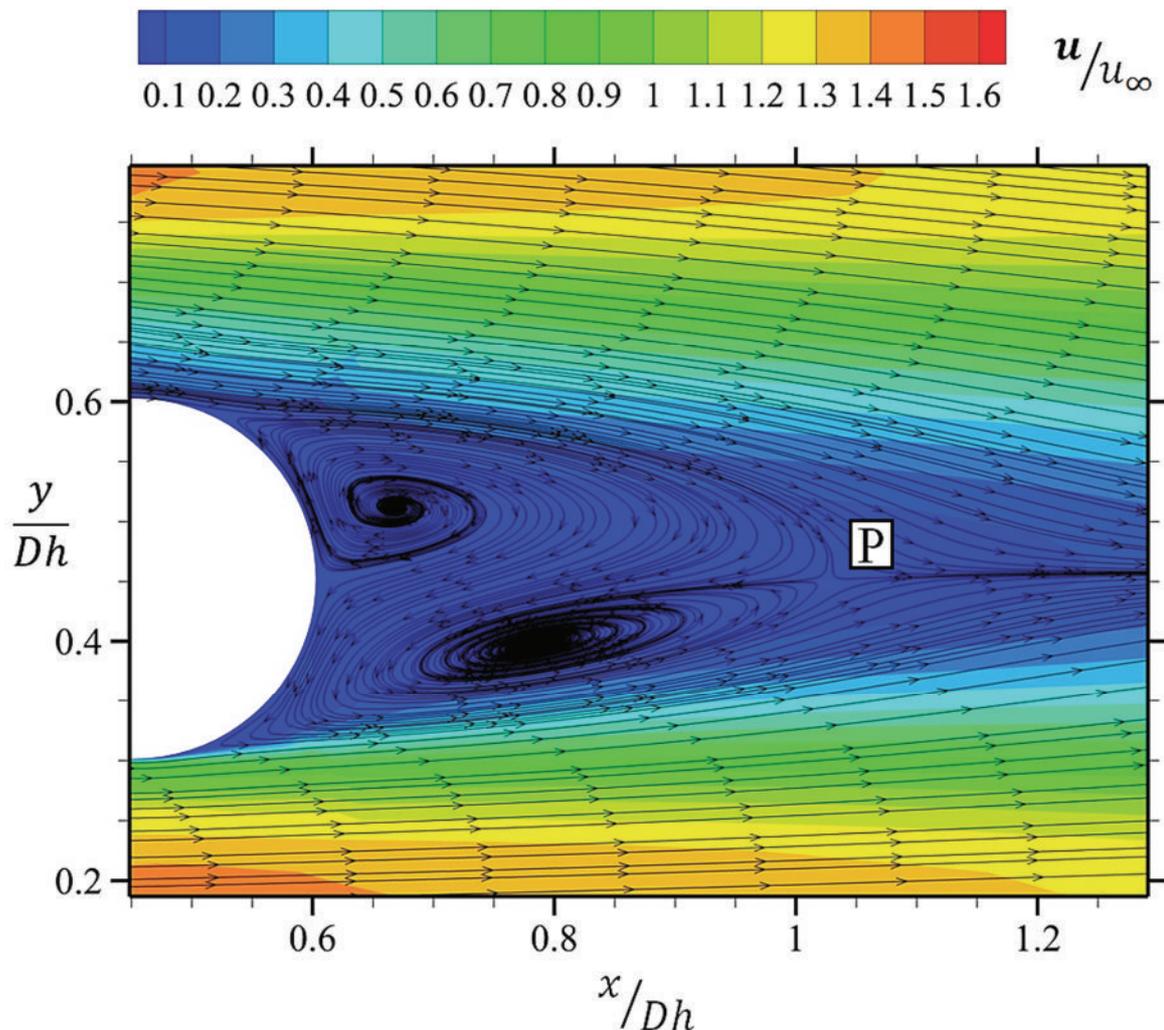


Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

A região a jusante do segundo cilindro na Figura 37(f) (E11), pode ser observada na Figura 39, é possível notar que existem dois vórtices que ocorrem pelo descolamento das camadas limites nas regiões de parede superior e inferior dos cilindros. Como a solução está

baseada no aspecto médio do escoamento, é possível notar os tamanhos e os formatos das estruturas turbulentas que surgem. A primeira estrutura com comprimento longitudinal, maior na parte inferior do cilindro, tem seu centro de rotação mais distante da parede, isso ocorre pela velocidade nessa região ser maior (é possível notar que a velocidade entre os 4 cilindros é maior pela Figura 37(f)) isso faz com que o vórtice se prolongue. A segunda estrutura, que está na parte superior tem seu centro de giro mais próximo da parede do cilindro. Essas duas estruturas prendem o fluido já aquecido nessa bolha, causando a redução na transferência de calor. Também na Figura 39 (P), é possível notar o ponto de sela¹⁰, que se situa na região de recirculação.

Figura 39 – Detalhamento do escoamento a jusante do segundo cilindro da Figura 37(f).



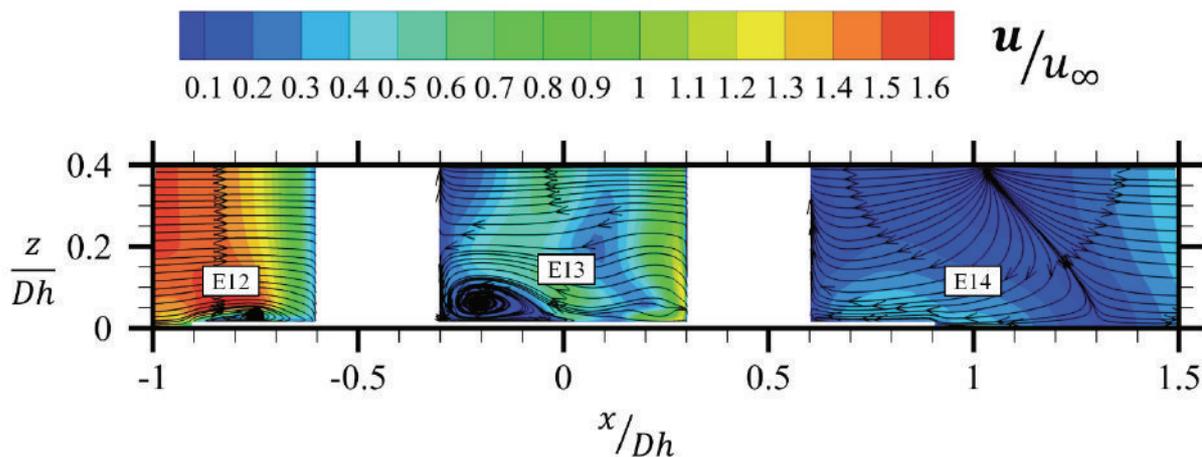
Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

¹⁰ Os pontos de sela (*Saddle Points*) são caracterizados pelo hipotético cruzamento entre as linhas de fluxo, ou seja, são pontos onde ocorre separação de regiões que possuem comportamentos diferentes, nesses pontos a velocidade local é nula (PERRY; CHONG; LIM, 1982).

As regiões de recolamento das camadas limites nos cilindros e na superfície da aleta influenciam diretamente na transferência de calor, elas surgirão novamente com mais representação quando o forem feitas as visualizações dos números de Nusselt.

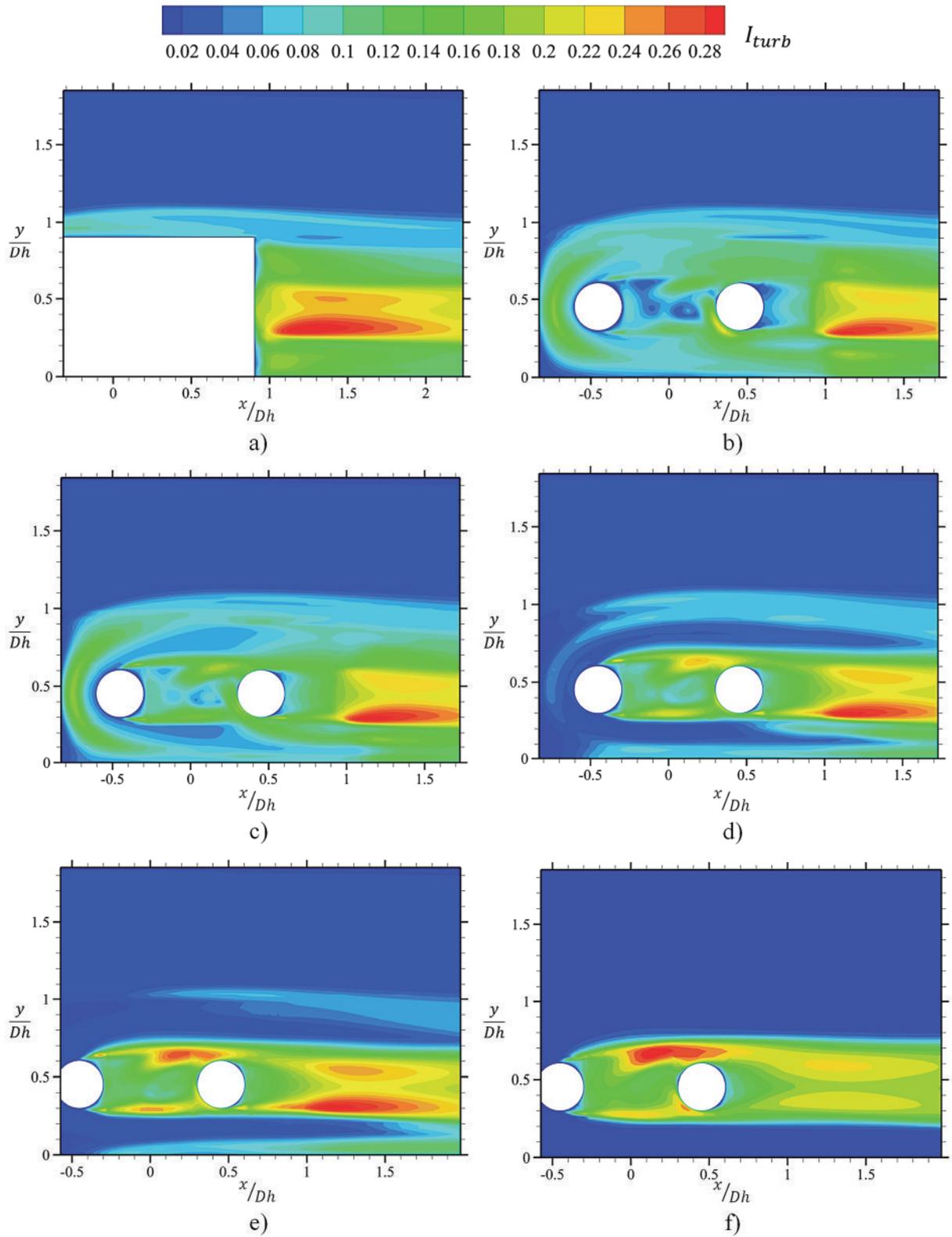
Já na visualização do plano transversal ao escoamento, que é a última análise a respeito das velocidades e linhas de corrente (Figura 40) é possível observar que existe uma região de recirculação que acontece no desprendimento da camada limite na região a montante da aleta, pode-se observar esse efeito na Figura 40(E12). Na região entre os cilindros é possível notar a formação de uma recirculação que é efeito da camada limite que se desprende do cilindro e da aleta (Figura 40(E13)), esse vórtice está diretamente ligado as estruturas formadas na Figura 37(a), (b), (c) e (d), já na Figura 37(e) a influência começa a reduzir, pois já é uma região fora da formação do vórtice. Na região a jusante da aleta a formação de uma grande região de baixa velocidade ocorre devido a uma grande recirculação, as baixas velocidades ocorrem mais na região onde não há influencia da aleta (Figura 37(f) (E11)) já nas regiões mais próximas da aleta, o que se nota é basicamente a camada limite da aleta.

Figura 40 – Linhas de corrente e curvas de nível de velocidade no plano transversal para a aleta de referência (Plano 7 da Figura 29).



A próxima propriedade que será analisada no presente estudo, é a intensidade turbulenta, determinada pela equação (46). Os perfis de intensidade turbulenta podem ser vistos na Figura 41, essa propriedade representa as flutuações de velocidade, esses perfis também podem ser utilizados para verificar pontos onde a geração de energia cinética turbulenta é máxima, já que ambas as propriedades são relacionadas.

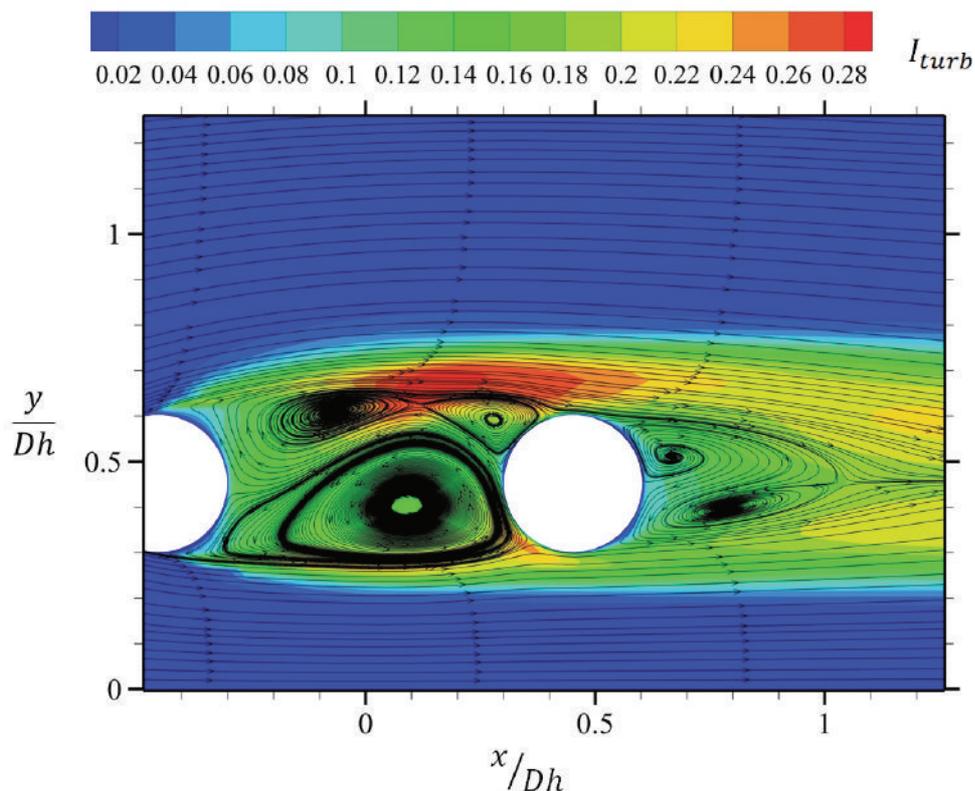
Figura 41 – Curvas de nível de intensidade turbulenta para a aleta de referência; a) Plano 1; b) Plano 2; c) Plano 3; d) Plano 4; e) Plano 5; f) Plano 6.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Pelos perfis da Figura 41 é possível perceber que picos de intensidade turbulenta ocorrem em regiões que ficam a jusante do trocador de calor, isso está de acordo com outros trabalhos desenvolvidos, como o de Bender (2017). Também é possível observar na Figura 41, que os pontos onde ocorrem as máximas intensidades turbulentas ficam localizadas próximas de recirculações, onde existe elevadas atividades de vórtices (de acordo com a Figura 37), isso ocorre devido ao alto cisalhamento nessas regiões. Pode-se observar, na Figura 42, maiores detalhes dessas regiões de cisalhamento, já que com as linhas de corrente as localizações dos vórtices podem ser visualizadas mais facilmente. É possível notar pela Figura 42 que os picos ocorrem na interação entre vórtices e também na interação dos vórtices com o escoamento acelerado. Essas são as regiões onde as flutuações de velocidades serão máximas, isso significa fisicamente, que essa região possui caráter fortemente intermitente, isso significa dizer que os vórtices cessam e recomeçam em intervalos descontínuos.

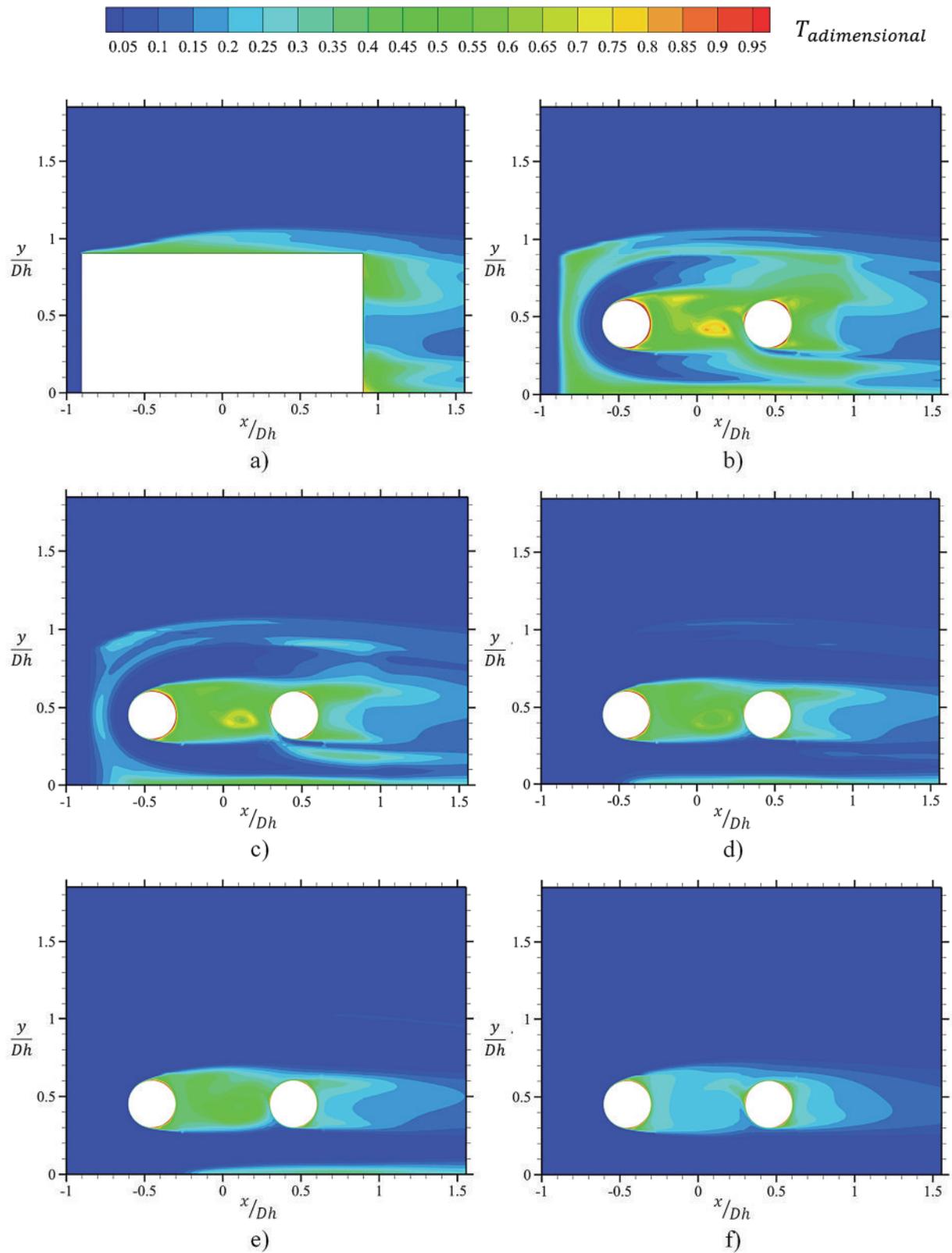
Figura 42 – Detalhamento do perfil de intensidade turbulenta da Figura 41(f) com linhas de corrente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Na Figura 43 é possível observar as curvas de nível de temperatura no domínio do fluido, fica evidente a influência que as regiões de recirculação têm na transferência de calor que prendendo o fluido aquecido.

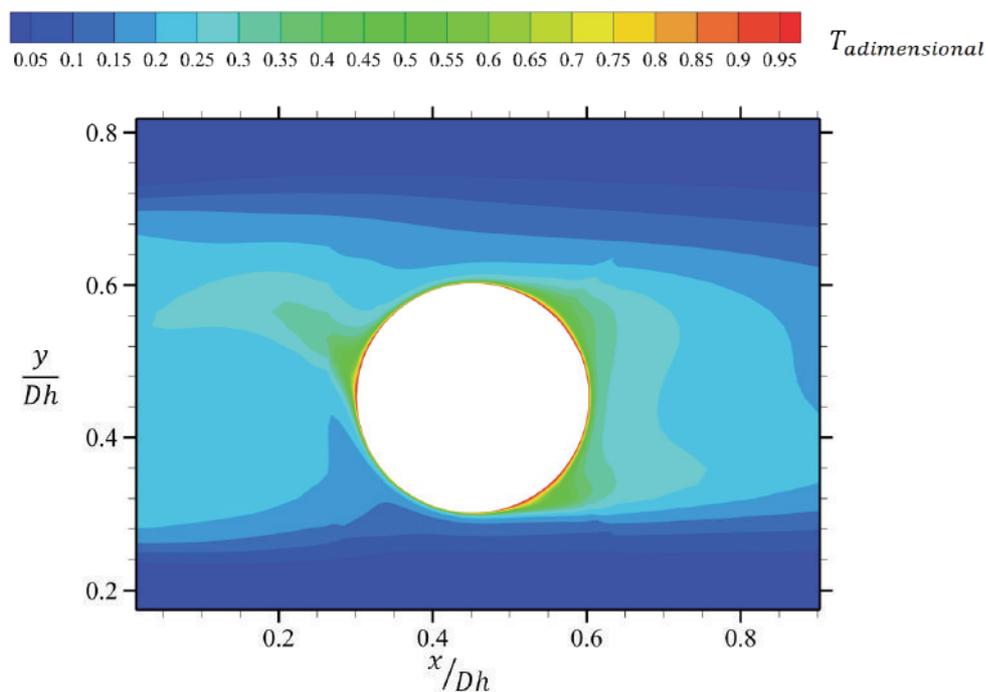
Figura 43 – Curvas de nível de temperatura adimensional para o caso da aleta de referência; a) Plano 1; b) Plano 2; c) Plano 3; d) Plano 4; e) Plano 5; f) Plano 6.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Nos mapeamentos observados na Figura 43(a), Figura 43(b) e Figura 43(c) é possível ver que a influência da aleta é bem impactante no aumento de temperatura do escoamento. Porém, essa região é bem próxima da aleta (o plano da Figura 43(c) está a 1mm da aleta) a presença da aleta começa a desaparecer, mas os vórtices causados por ela continuam a afetar o escoamento, mantendo o fluido preso na Figura 43. Ainda, é possível notar que a temperatura entre os cilindros é mais alta (Figura 43(c)) o que já perde a intensidade quando próximo à simetria dos cilindros (Figura 43(f)), esse fenômeno na transferência de calor também ocorre pelo espaçamento das aletas ser grande. Como nas regiões dos cilindros foi imposta a condição de contorno de temperatura (Tabela 5), é possível perceber que existe uma pequena camada (Figura 44) que adere a parede pela condição de não deslizamento e que atinge temperaturas tão altas quanto as temperaturas superficiais, a partir dessa camada para o restante do fluido a transferência de calor ocorre na maior parte por condução, o efeito da convecção é pequeno pela baixa velocidade (de acordo com as curvas de nível de velocidade da Figura 38 e da Figura 39).

Figura 44 – Detalhamento do perfil de temperatura do segundo cilindro da Figura 43(f).

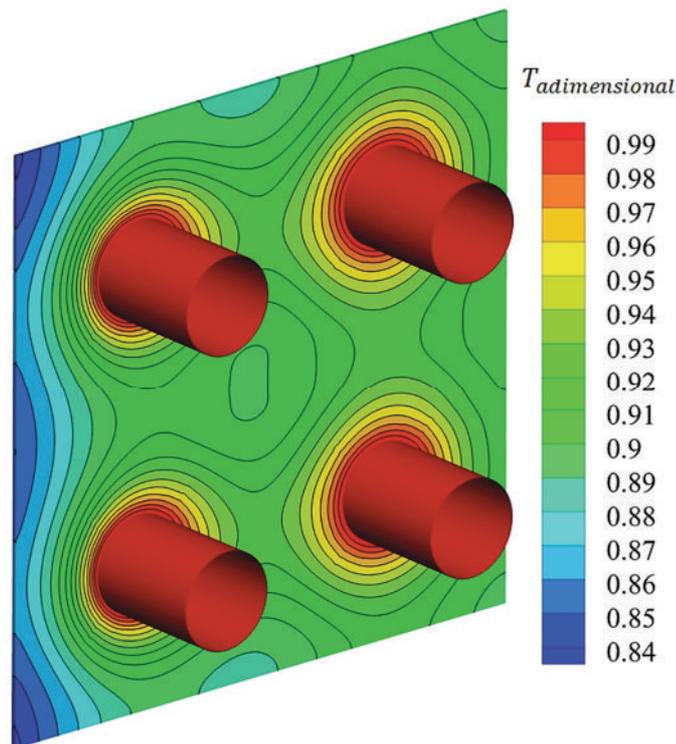


Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Já na simulação da transferência de calor na aleta, é possível observar a progressão da temperatura no sólido que atinge valores maiores e possui uma distribuição mais uniforme, isso ocorre pela condutividade térmica do material utilizado ser alta (Alumínio puro com

propriedades de acordo com a Tabela 3). A distribuição de temperatura na aleta pode ser visualizada na Figura 45, e essa distribuição é semelhante a observada por Ay, Jang e Yeh (2002) e Singh, Sørensen e Condra (2017). A região onde existe a incidência do escoamento na aleta possui maior resfriamento pelos altos coeficientes convectivos causados pelo descolamento da camada limite. É possível notar que a distribuição de temperatura na aleta é bastante uniforme, de acordo com Singh, Sørensen e Condra (2017) os gradientes de temperatura na aleta determinam a sua eficiência, uma maior eficiência é alcançada quando toda a superfície da aleta está na mesma temperatura da base. O cálculo da eficiência global da superfície aleta, pode ser calculado pela equação (25), os valores obtidos para o caso da aleta de referência podem ser observados na Tabela 11.

Figura 45 – Perfil de temperatura adimensional na aleta de referência.

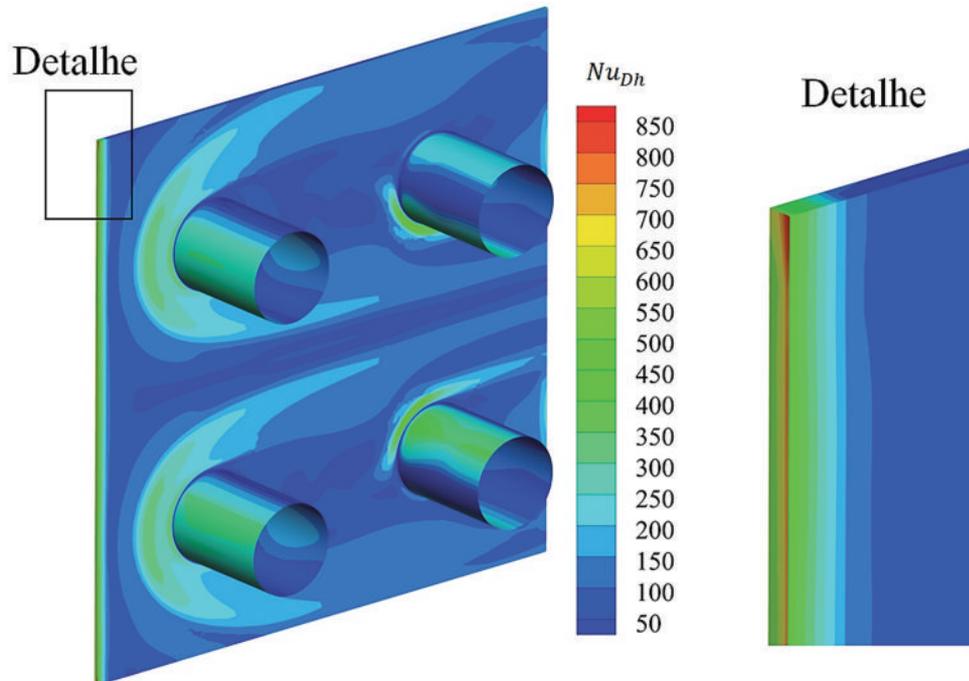


Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Conforme comentado na seção 5.3, os aumentos que ocorrem nas eficiências globais das superfícies aletas podem ser melhor visualizadas nos perfis de número de Nusselt. Como é de interesse do presente estudo (entender e visualizar as regiões onde ocorrem melhorias na transferência de calor) o perfil do número de Nusselt para a aleta de referência pode ser observado na Figura 46. Os efeitos físicos das camadas limites podem ser melhor observados no perfil de número de Nusselt, porque o número de Nusselt é calculado baseado apenas no

coeficiente de transferência de calor por convecção, de acordo com a equação (21), já que o diâmetro hidráulico e a condutividade térmica do fluido são valores constantes.

Figura 46 – Perfil de número de Nusselt baseado em diâmetro hidráulico para o caso da aleta de referência.

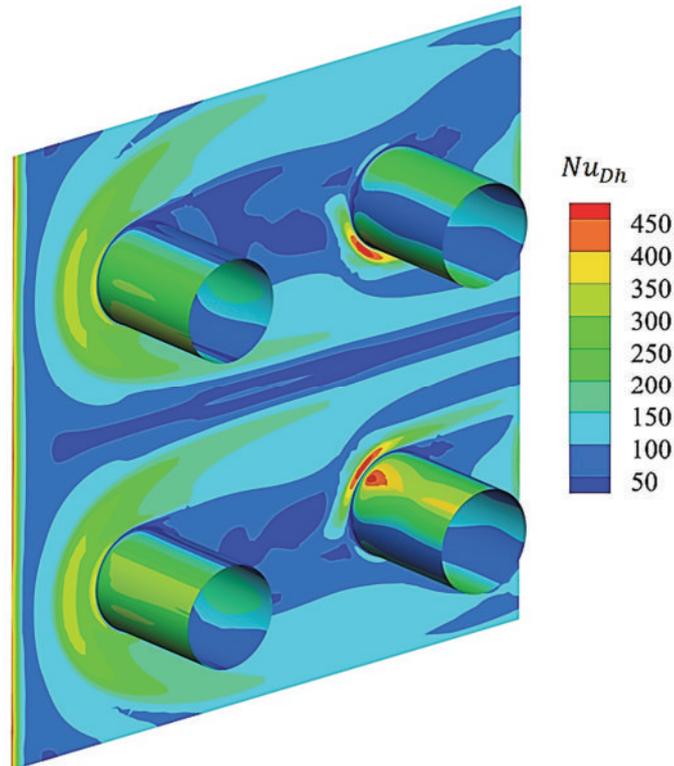


Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

É possível observar no Detalhe da Figura 46 que a região onde ocorre o maior pico do número de Nusselt é no descolamento na camada limite que ocorre na ponta da aleta (gerando um vórtice conhecido como ponta de asa, que aumenta significativamente a transferência de calor). Os valores observados para a validação do problema computacional podem ser observados na Figura 32, esses são os valores médios para o número de Nusselt, baseando-se na área da célula de acordo com a equação (38). Esse perfil de Nusselt da Figura 46 mostra que nem todas as regiões possuem alta taxa de transferência de calor, em algumas regiões é possível perceber números de Nusselt baixos, e apenas uma região bastante reduzida possui o máximo número de Nusselt, por este motivo na média global assume valores mais baixos (Figura 33). As estruturas observadas ao redor dos cilindros são mais influentes que as observadas sobre os cilindros elípticos (Figura 14) por Toubiana *et al.* (2019). Se forem considerados os perfis de Nusselt apenas nos cilindros e na face principal da aleta (de acordo com Figura 28) é possível notar que ocorrem valores altos próximos do segundo cilindro, que é uma região de recolamento de camada limite, o perfil de Nusselt nessas regiões pode ser visualizado na Figura 47, esse efeito também é observado por Toubiana *et al.* (2019) nos cilindros subsequentes ao

escoamento. Porém, se os números de Nusselt médios forem considerados para cada região, os primeiros cilindros possuem valores maiores que as demais regiões.

Figura 47 – Perfil de número de Nusselt baseado em diâmetro hidráulico para o caso da aleta de referência considerando apenas os cilindros e a face principal da aleta.



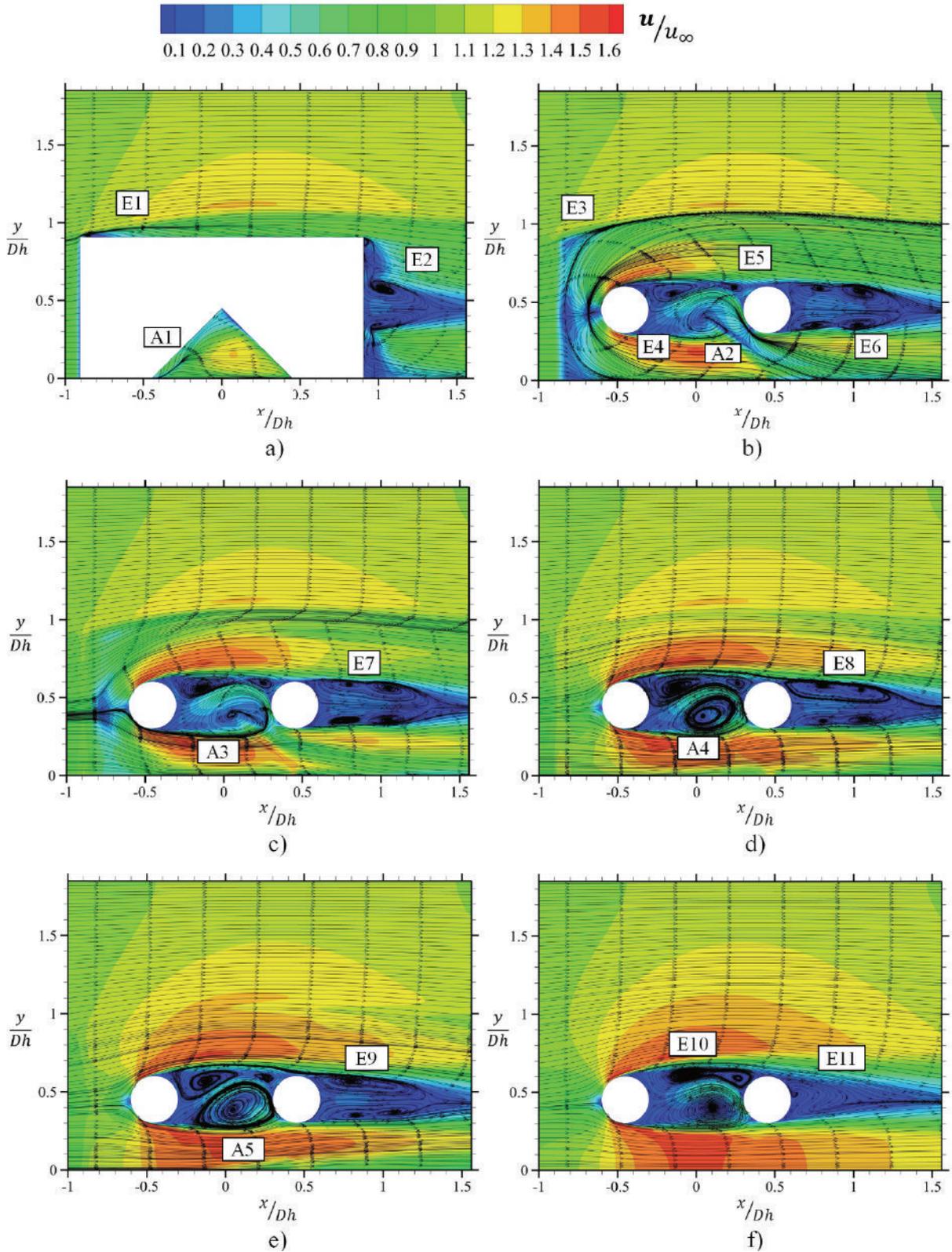
Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

A partir dos perfis de Nusselt é que se nota a grande influência das regiões de recirculação atrás dos cilindros (conforme visto na Figura 37, Figura 38 e Figura 39), nessas regiões, um baixo coeficiente convectivo é atingido. Essa influência já havia sido comentada no texto, porém, com a visualização da transferência de calor na superfície isso fica mais evidente. Com essa análise do número de Nusselt para o caso da aleta de referência, encerra-se esta subseção.

5.4.2 Estudo do escoamento para o caso da aleta com entalhe ($L_e = 48mm$)

Nesta subseção serão apresentados os perfis referentes a aleta com maior entalhe, para que seja possível observar as diferenças dos escoamentos com e sem orifícios nas aletas. Assim como desenvolvido para a aleta de referência na seção 5.4.1, os primeiros perfis a serem analisados serão os de velocidade, os quais podem ser vistos na Figura 48.

Figura 48 - Curvas de nível de velocidade e linhas de corrente para o caso da aleta com maior entalhe a) Plano 1; b) Plano 2; c) Plano 3; d) Plano 4; e) Plano 5; f) Plano 6 (os planos estão de acordo com a Figura 29).



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

A partir dos perfis da Figura 48, é possível notar, que existem semelhanças em todos os planos, quando comparados com os perfis da Figura 37. As mesmas estruturas com e sem entalhe na aleta aparecem (E1 e E2), que é a região de descolamento na parte superior da aleta, e a região de recirculação a jusante da aleta. As estruturas formadas após o segundo cilindro, em todos os casos tem o mesmo comportamento, porém a formação do vórtice encapsulado entre os cilindros já começa a ocorrer na Figura 48(b) devido a influência do entalhe na aleta. Na aleta com entalhe, também existe o orifício no centro da mesma que afeta a distribuição de velocidade, pela Figura 48(a) (A1) nota-se que o descolamento causado pelo orifício resulta numa aceleração do fluido no centro do entalhe. Como essa região possui uma espessura de camada cisalhante pequena (menor que a espessura da aleta) não existe a formação de vórtices completo, apenas a interação entre as camadas de fluido que se descolam nas faces internas do orifício.

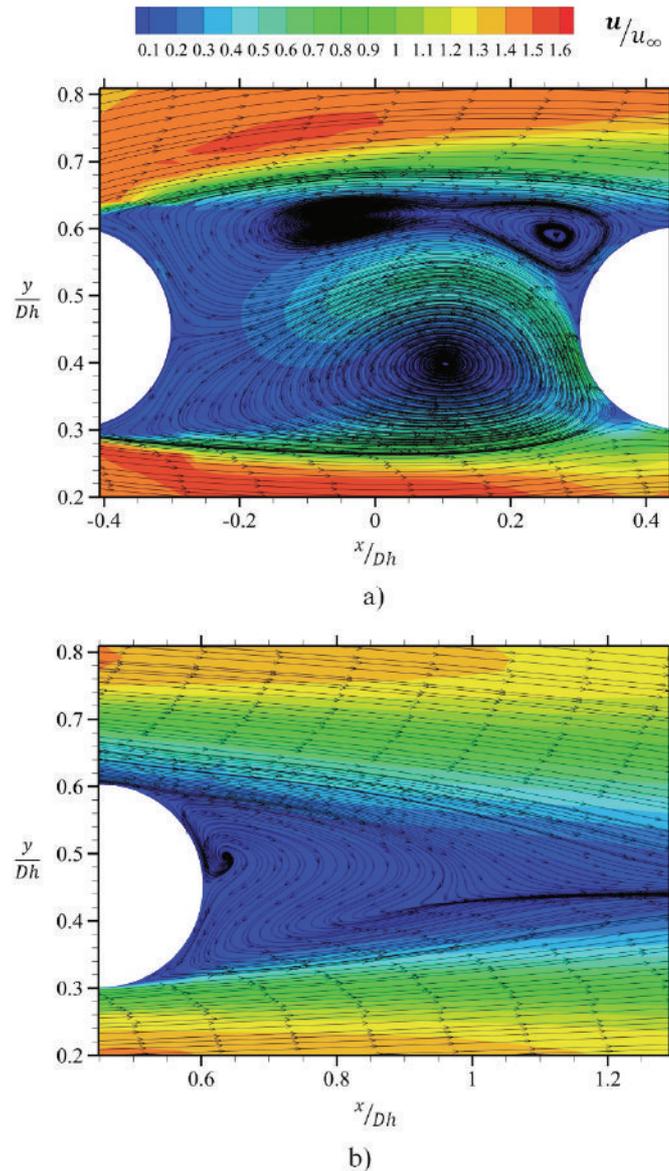
Na Figura 48(b) A2 a percepção do orifício ainda existe, na aleta de referência (Figura 37(b)) o vórtice possui uma estrutura bem definida, porém, com a influência do entalhe da aleta é possível notar que houve o aumento do vórtice próximo a essa região, todas as estruturas relacionadas a recirculação central (entre os cilindros) se tornaram maiores, esse efeito também é explicado pelo descolamento e recolamento da camada limite na região interna do entalhe, pode-se notar pela Figura 48(c), Figura 48(d) e Figura 48(e) o aumento das regiões A3, A4 e A5. Já, quando se trata das estruturas na simetria dos aquecedores o que se observa é que essas influencias desaparecem e restam apenas as estruturas iguais da aleta de referência, isso pode ser visualizado na Figura 37(f) e Figura 48(f), pelas regiões E10 e E11.

A Figura 49(a) é uma imagem aproximada do escoamento entre os cilindros da Figura 48(f) (E10), é possível observar também que a semelhança das estruturas é grande com a Figura 38. Existe a presença de dois vórtices, um encapsulado pelo não recolamento direto no segundo cilindro e um maior causado pela influência da máxima velocidade do escoamento.

Na Figura 49(b) tem-se o escoamento a jusante do segundo cilindro (Figura 48(f), E11) o qual descola a camada limite e forma dois vórtices, assim como na Figura 39, é possível notar a partir dessa análise do escoamento com o entalhe na aleta, que as estruturas turbilhonares que se formam pouco são alteradas, por esse motivo os valores dos números de Nusselt pouco são incrementados, as maiores diferenças entre os escoamentos ocorrem nas regiões próximas aos entalhes, por exemplo na Figura 48(b) que fica a 0,5mm de distância da face da aleta. Nessa região é possível notar que o entalhe afeta os vórtices entre os cilindros, pelo surgimento acelerado do vórtice encapsulado na região A2.

As estruturas não comentadas, como a região E3, E4, E5, E6, E7, E8 e E9 não sofreram nenhuma alteração entre o escoamento da aleta de referência (Figura 37) e aleta com entalhe (Figura 48).

Figura 49 – a) Detalhamento do escoamento entre os cilindros da Figura 48(f); b) Detalhamento do escoamento a jusante do segundo cilindro da Figura 48(f).

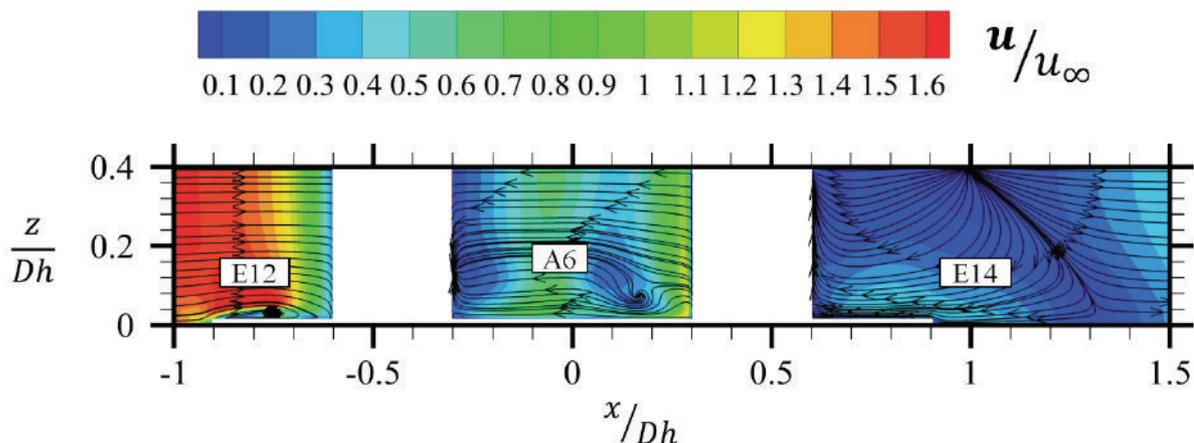


Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Já na visualização do plano transversal ao escoamento, que é a última análise a respeito das velocidades e linhas de corrente para o caso da aleta com maior entalhe (Figura 50) é possível observar que existe uma região de recirculação que acontece no desprendimento da camada limite na região a montante da aleta com maior entalhe, assim como ocorre na aleta de referência (Figura 40(E12)). Na região entre os cilindros é possível notar a formação de uma

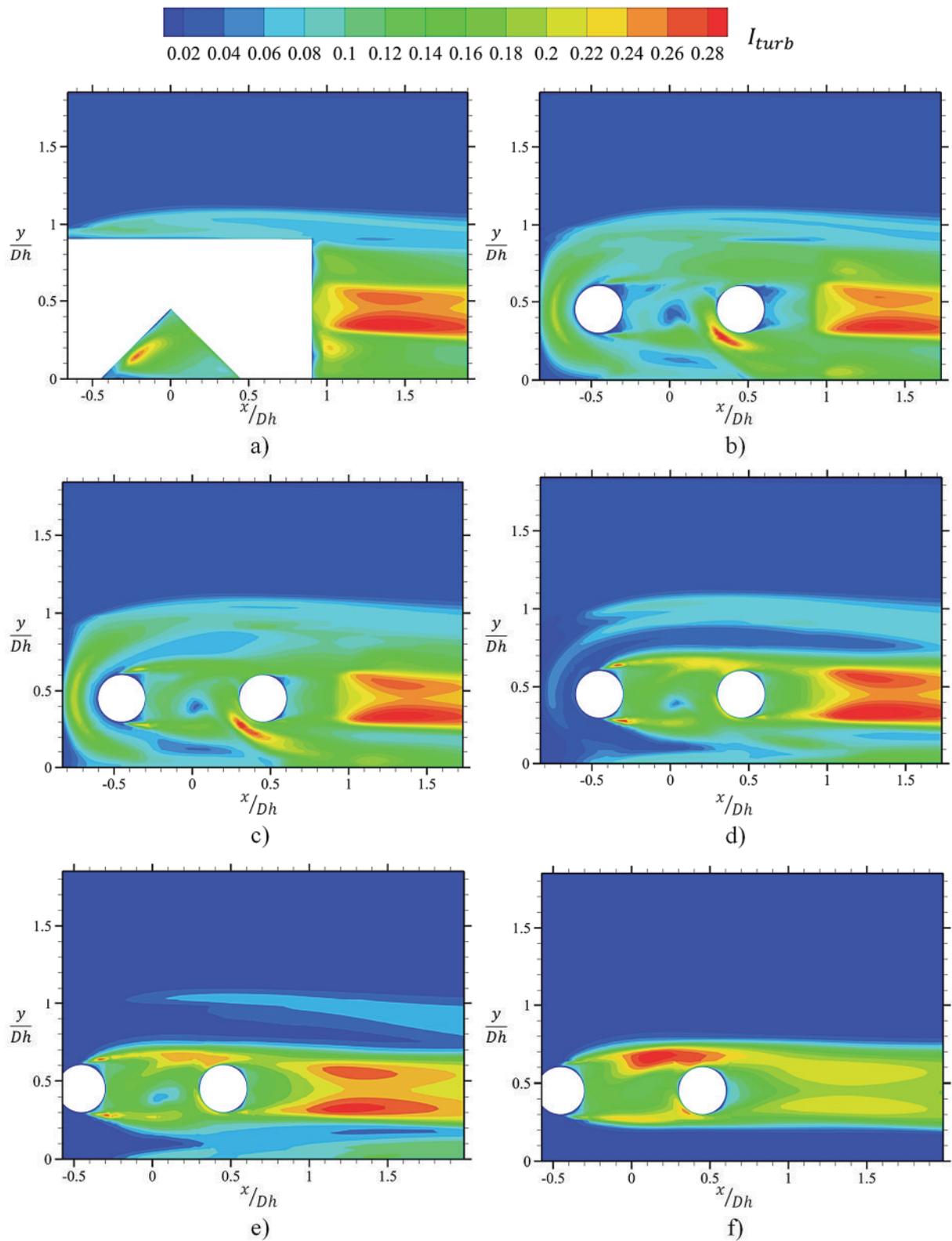
recirculação que é diferente da estrutura observada (Figura 40(E13)), esse vórtice está diretamente ligado as diferenças das estruturas entre a Figura 37 e Figura 48. Na região a jusante da aleta a formação de uma grande região de baixa velocidade ocorre devido a uma grande recirculação, as baixas velocidades ocorrem mais na região onde não há influencia da aleta já nas regiões mais próximas da aleta, o que se nota é basicamente a camada limite da aleta, essa iteração foi observada também na Figura 40(E14).

Figura 50 – Linhas de corrente e curvas de nível de velocidade no plano transversal para a aleta com entalhe maior (Plano 7 da Figura 29).



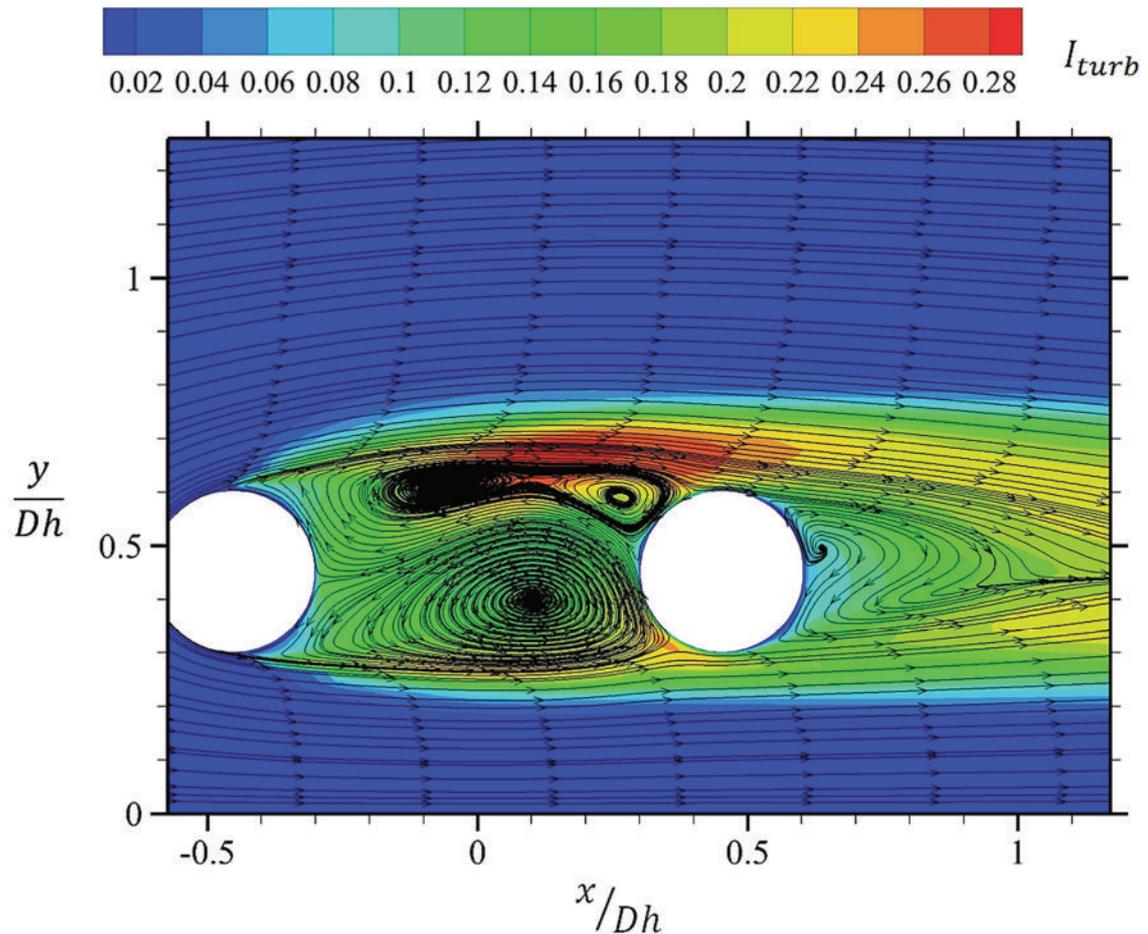
Pela observação das curvas de nível da intensidade turbulenta (Figura 51) o que se percebe é que existem novas regiões de picos de intensidade turbulenta, no plano da simetria da aleta com entalhe (Figura 51(a)), existe, agora, uma região interna no entalhe onde há um pico de intensidade turbulenta, que ocorre pelo cisalhamento entre as camadas que se descolam. Na região a jusante da aleta na Figura 51(a) existe a interação entre as camadas cisalhantes, por esse motivo tem-se a existência de grande atividade turbulenta. Na Figura 51(b) é possível notar que, agora, há uma região de alta intensidade turbulenta, logo abaixo do segundo cilindro que ocorre pela interação entre a camada recolando no interior do entalhe e a camada que se descola do cilindro, essa interação ainda pode ser visualizada na Figura 51(c). Na Figura 51(d), Figura 51 (e) e Figura 51(f) os perfis são semelhantes aos observados na Figura 41. As linhas de corrente para a Figura 51(f) pode ser visualizada na Figura 52, a atividade observada é a mesma que na Figura 42, na região onde ocorre a interação entre o vórtice encapsulado e o escoamento livre tem-se o aumento da atividade turbulenta.

Figura 51 - Curvas de nível de intensidade turbulenta para o caso da aleta com maior entalhe;
 a) Plano 1; b) Plano 2; c) Plano 3; d) Plano 4; e) Plano 5; f) Plano 6.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

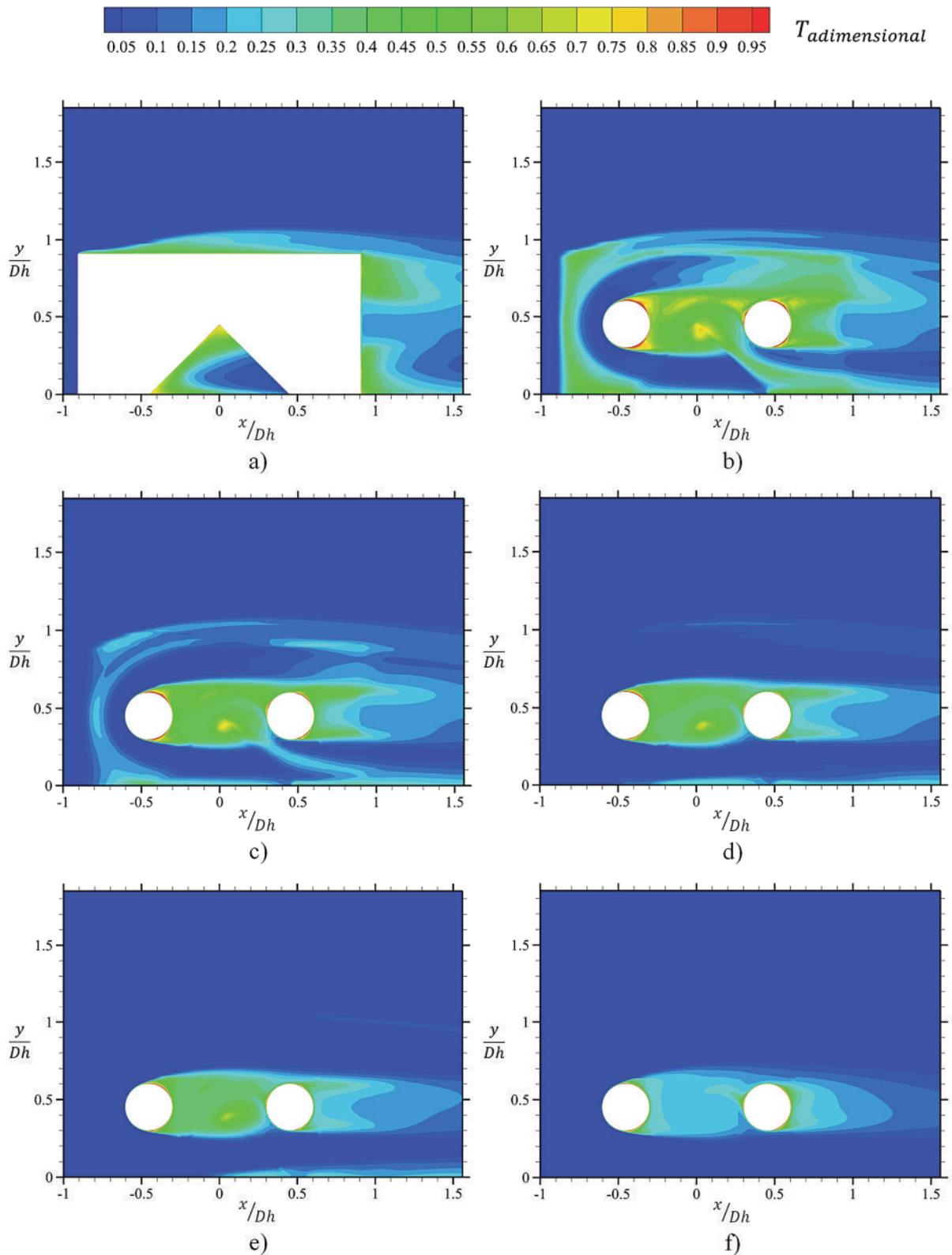
Figura 52 – Detalhamento do perfil de energia cinética turbulenta da Figura 52(f) com linhas de corrente de corrente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Nos perfis de temperatura que podem ser visualizados na Figura 53, apenas nas regiões onde existe a influência da aleta houve mudanças nos padrões, na Figura 53(a), Figura 53(b) e Figura 53(c) fica evidente que o orifício do entalhe causa uma mudança no padrão da distribuição de temperatura. Devido a face interna onde recola a camada limite no entalhe estar na região de saída, é possível notar que essa região leva um grande fluxo de massa aquecido para fora do orifício. Os demais perfis mantiveram as mesmas características (Figura 53(d), Figura 53(e) e Figura 53(f)) quando comparadas com a aleta de referência (Figura 43(d), Figura 43(e) e Figura 43(f)), inclusive na Figura 53(f) é possível observar o mesmo padrão causado pela recirculação entre os cilindros no perfil de temperatura que ocorreu na Figura 43(f). A observação feita na Figura 44 para a camada mais próxima a parede é válida, sempre próximo de regiões sólidas ocorre a aderência de uma fina camada sobre a superfície, nessa camada a transferência de calor por difusão domina o cenário, por este motivo a camada adjacente a superfície tem praticamente a mesma temperatura da superfície.

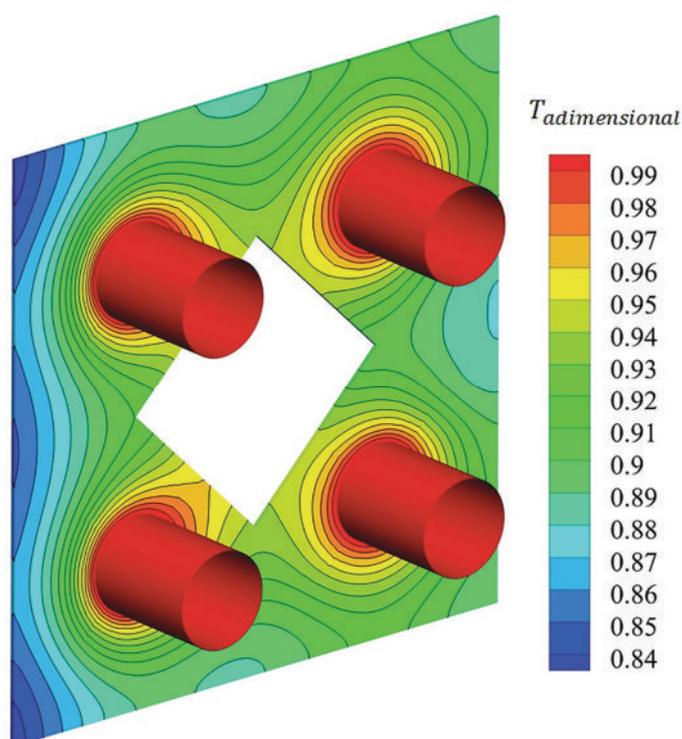
Figura 53 – Curvas de nível de temperatura adimensional para o caso da aleta com maior entalhe; a) Plano 1; b) Plano 2; c) Plano 3; d) Plano 4; e) Plano 5; f) Plano 6.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

A progressão do perfil de temperatura na região do sólido da aleta com maior entalhe ($L_e = 48mm$) pode ser visualizado na Figura 54. O perfil obtido para a aleta de referência e para a aleta com maior entalhe são semelhantes. Algumas mudanças ocorreram na região de incidência do escoamento na aleta, a partir da observação da Figura 54 e da comparação com a Figura 45. Quando inserido o entalhe no centro da aleta é possível perceber que os gradientes de temperatura tendem a se tornarem-se maiores nas proximidades do orifício, isso porque com a redução da área superficial a tendência é a temperatura global do equipamento reduzir.

Figura 54 – Perfil de temperatura adimensional na aleta com maior entalhe.

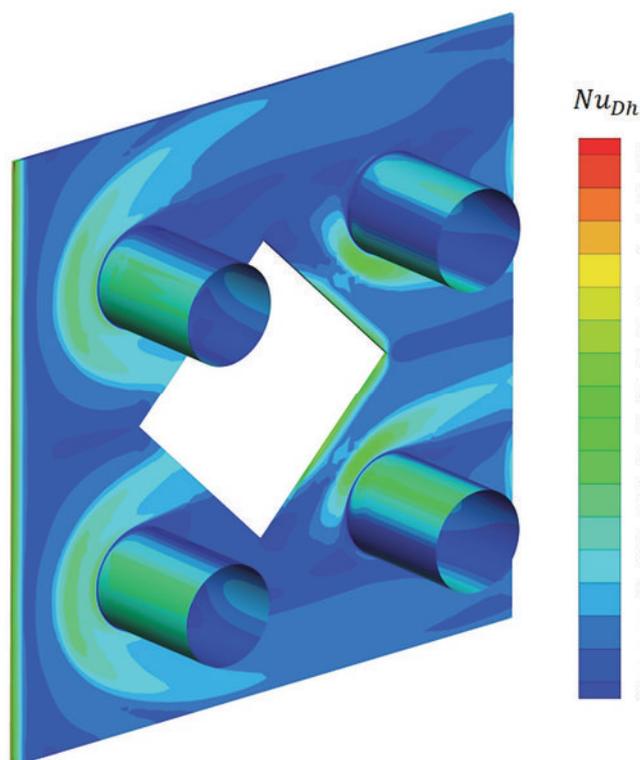


Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Como a distribuição de temperatura na superfície da aleta não sofreu muitas alterações, a distribuição do número de Nusselt tende a não sofrer grandes alterações também. Pode-se observar o perfil de distribuição do número de Nusselt na Figura 55 para a aleta de maior entalhe. A região onde o pico de Nusselt é máximo é a mesma da aleta de referência (Detalhe que pode ser visualizado na Figura 46), nessa região ocorre o descolamento superior da camada limite da aleta. As regiões de descolamento da camada limite na primeira fileira de cilindros possui a mesma intensidade nos dois tipos de aletas, porém é possível notar que a região de recolamento da camada limite no segundo cilindro sofreu um aumento, esse aumento é causado pela camada limite que se descola no entalhe, é possível perceber que na região onde há o

descolamento da camada limite (borda de saída do entalhe) também existe um incremento do número de Nusselt.

Figura 55 – Perfil de número de Nusselt baseado em diâmetro hidráulico para o caso da aleta com maior entalhe.

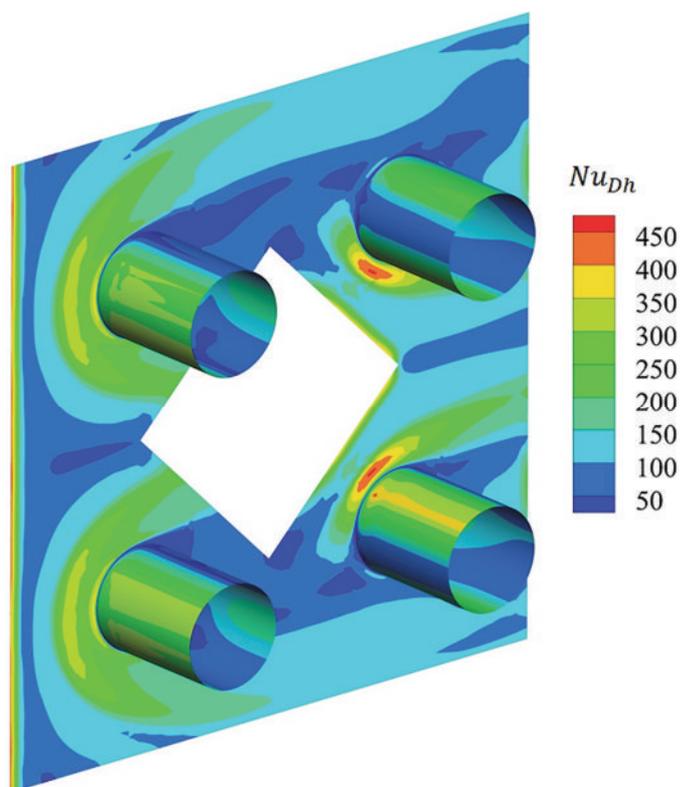


Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Quando o perfil de número de Nusselt é avaliado apenas na face principal da aleta e nos aquecedores, é possível perceber que no segundo cilindro (Figura 56) houve uma redução do número de Nusselt na recirculação em frente a aleta em comparação com a aleta de referência (Figura 47), isso ocorreu, pois, o vórtice que estava causando esse alto valor de Nusselt teve sua estrutura deteriorada pelo descolamento da camada limite no interior do entalhe (de acordo com a Figura 48(b) na Região A2), o vórtice que era presente na aleta de referência (Figura 37(b)) possuía sua estrutura bem definida. Com o descolamento na região de saída do entalhe também se nota aumento do número de Nusselt.

Nos demais pontos da aleta a distribuição continua com o mesmo padrão observado anteriormente na aleta de referência, com isso o que se conclui a partir da utilização dos furos centrais no sentido longitudinal do escoamento é que eles não afetam de forma significativa o escoamento, nem a transferência de calor, por esse motivo sua utilização garante a redução de massa do equipamento.

Figura 56 – Perfil de número de Nusselt baseado em diâmetro hidráulico para o caso da aleta com maior entalhe considerando apenas os cilindros e a face principal da aleta.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Aqui se encerra o capítulo 5, após as diversas análises desenvolvidas, a próxima seção comentará os principais resultados obtidos no trabalho, e quais as principais vantagens na utilização de diferentes geometrias para as aletas.

6 CONCLUSÃO

Considerações importantes que foram obtidas a partir da aplicação das metodologias do presente trabalho iniciam-se na utilização de experimentação e simulação numérica combinadas. A utilização de condições de contorno experimentais faz com que os resultados apresentados sejam mais robustos, isso porque não são assumidos valores arbitrários. Esse tipo de metodologia pode ser aplicado em qualquer campo da engenharia, quando for possível o desenvolvimento de aparatos experimentais, e que o experimento aborde as principais variáveis do problema estudado.

A validação numérica apresentada possui boa concordância com dados da literatura, as comparações feitas com as correlações empíricas de ESCOA (1979), Kaminski e Gross (2000) e González, Vaz Junior e Zdanski (2019) trazem uma grande confiabilidade para os resultados obtidos a partir da aplicação da simulação numérica. Os maiores desvios observados para o número de Nusselt médio em comparação com as correlações empíricas ficaram compatíveis com os desvios relativos obtidos por outros autores em alguns dos trabalhos apresentados na seção 2.2. Também na etapa de validação é importante saber que os testes de independência de malha baseados no número de Nusselt não obtiveram grandes alterações com as mudanças de números de elementos (Figura 31). Já para o balanço de energia global (Tabela 10), os resultados mostram boas previsões dos dados obtidos a partir dos experimentos, com desvios relativos na faixa de 3%.

As alterações geométricas feitas nas aletas são a principal razão para o desenvolvimento da presente pesquisa. A partir da aplicação da métrica de taxa de transferência de calor por unidade de massa, foi possível notar uma melhora no equipamento de transferência de calor para o caso da aleta com maior entalhe ($L_e = 48mm$), que obteve aumento de até 20,3% na taxa de transferência de calor por unidade de massa (Figura 35). Foi observado também que esse valor é maior que a redução da massa da aleta que foi de 13,7%, isso implica que a taxa de transferência de calor pela aleta aumentou quando inserido o entalhe. O resultado para redução de massa é bastante expressivo quando se tratando de equipamentos de grande porte, isso devido à redução de gastos financeiros com materiais para fabricação e também questões de logística para transporte e utilização dos equipamentos.

Para a aplicação da métrica de desempenho específico, os resultados de melhoria para a aleta com maior entalhe ($L_e = 48mm$) foram de até 6,4% (Figura 36), essa métrica leva em conta também o aumento da temperatura superficial dos aparatos que conforme observado na Tabela 12, obtiveram aumentos de até 14,5% em relação a aleta de referência. Porém, mesmo

com o aumento da temperatura superficial dos aquecedores tendo sido alta o desempenho específico combinando o volume ocupado pela aleta e sua temperatura superficial, mostra que as aplicações dos entalhes possuem resultados melhores que a aleta plana padrão, que no caso do presente trabalho foi chamada de aleta de referência.

Os números de Nusselt médio com a aplicação dos entalhes nas aletas (Figura 33) não sofreram alterações significativas, as aletas com entalhes obtiveram aumentos de até 3% com relação a aleta de referência, com isso constata-se que as melhorias obtidas pelas métricas não sofrem grandes influências pelas mudanças das taxas de transferência de calor pela aleta, mas sim pela sua redução de massa. Já os resultados obtidos para a queda de pressão mostram que houveram pequenos aumentos com a inserção dos entalhes, aumentos máximos de 7,23% foram observados, com o aumento médio de todos os pontos na faixa de 6,13%. Os resultados observados para a queda de pressão obtida a partir da simulação numérica, tem comportamento semelhante ao observado por Lee *et al.* (2012), os aumentos não são tão significativos pois os entalhes nas aletas ficam transversais ao escoamento.

No estudo das topologias dos escoamentos com a utilização de aletas com diferentes geometrias, conforme foi exibido e discutido na seção 5.4, observou-se que o escoamento não sofreu alterações significativas, por esse motivo o número de Nusselt também não sofreu grandes alterações, e essas constatações são semelhantes a resultados obtidos em alguns trabalhos da literatura. Os comportamentos das topologias dos escoamentos não sofrem alterações pelo fato dos entalhes desenvolvidos ficarem no plano longitudinal ao fluxo, por este motivo não causam grandes perturbações, o que por sua vez não altera de forma significativa o escoamento.

A observação dos números de Nusselt locais mostraram por sua vez, que regiões de descolamento e recolamento de camada limite possuem aumentos de transferência de calor, e regiões de recirculação possuem baixos coeficientes de transferência de calor, essas constatações já vêm sendo discutido na literatura por muitos anos. Verificou-se também que as regiões de pico de número de Nusselt em todos os casos se encontram na mesma posição de acordo com a Figura 46. Nas regiões de entalhes o número de Nusselt tende a crescer um pouco, devido a essas iterações de camadas limites, é possível observar na Figura 55 que na saída do entalhe houveram pequenos aumentos, o que explica os crescimentos dos números de Nusselt médio.

Finalmente, faz-se necessário salientar a contribuição do presente trabalho no campo da transferência de calor. Como foi mostrado a mudança na geometria da aleta influência de forma direta suas condições de operação e sua eficiência, no caso da aplicação dos entalhes propostos

foi observado que a redução da massa do equipamento obteve resultados expressivos, resultados os quais quando aplicados nas métricas de avaliação dos trocadores de calor aletados mostraram que os entalhes melhoram a performance do equipamento. Além do mais, as discussões das topologias dos escoamentos apresentadas de forma qualitativas, e as análises quantitativas das temperaturas superficiais e dos números de Nusselt locais, contribuem para um melhor entendimento dos fenômenos que ocorrem na transferência de calor em equipamentos de troca de calor.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os estudos realizados na presente pesquisa contribuem para o entendimento dos fenômenos que ocorrem na transferência de calor em equipamento de troca de calor. Porém, ficaram limitados a poucos testes e com poucas variações de geometria da aleta, a continuação das técnicas aplicadas no presente estudo pode ser utilizada para o desenvolvimento de experimentos para outras geometrias de entalhes nas aletas (circulares e triangulares, e.g.), também obtendo condições de contorno para simulação numérica, utilizando uma condição de contorno de temperatura constante (experimental);

O presente trabalho trouxe uma abordagem bastante utilizada na literatura, a aplicação de condições de contorno constantes de temperatura nas superfícies dos tubos ou aquecedores, porém uma outra abordagem que pode ser utilizada é o desenvolvimento de simulações com geração de calor nas regiões sólidas para aplicações onde não sejam necessárias obtenções de condições de contorno experimentais, com a aplicação desse procedimento diversas novas geometrias de aletas podem ser estudadas sem o custo do desenvolvimento de aparatos experimentais, dessa forma a assertividade de uma melhor configurações geométrica pode ser obtida;

Outro ponto referente ao presente trabalho é que não é feita a aplicação de nenhuma técnica para redução das áreas de recirculação ou até mesmo para melhoria na transferência de calor pela aleta. Desta forma, é sugerido o desenvolvimento de um trabalho que aplica promotores de turbulência em trocadores de calor com outras geometrias de aletas para verificar as melhorias na transferência de calor da aplicação combinada, nesse caso, ambas as sugestões anteriores podem ser utilizadas para a aplicação de promotores de turbulência, tanto a utilização de condições de contorno de temperatura constantes quanto a geração de calor nos sólidos;

Por último, o desenvolvimento de simulações com aplicação de técnicas de simulação avançadas é sugerido para novos estudos de trocadores de calor. Essas técnicas envolvem um

alto custo computacional, mas a partir de suas aplicações é possível conhecer características do escoamento (como desprendimento de vórtices) mais afundo, e assim construir um conhecimento maior sobre o comportamento desses escoamentos em equipamentos de transferência de calor.

REFERÊNCIAS

ADHIKARI, R.C.; WOOD, D.H.; PAHLEVANI, M. An experimental and numerical study of forced convection heat transfer from rectangular fins at low Reynolds numbers. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 163, p. 120418, dez. 2020. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120418>.

ALI, R.K. Augmentation of heat transfer from heat source placed downstream a guide fence: an experimental study. **Experimental Thermal And Fluid Science**, [S.L.], v. 33, n. 4, p. 728-734, abr. 2009. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.01.006>.

ANSYS, C. *Theory guide Fluent 2020R3*, ANSYS. [S.L.]: Inc, 2020.

AY, Herchang; JANG, Jiinyuh; YEH, Jer-nan. Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [S.L.], v. 45, n. 20, p. 4069-4078, set. 2002. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s0017-9310\(02\)00132-1](http://dx.doi.org/10.1016/s0017-9310(02)00132-1).

BENDER, Ademar. **ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO TURBULENTO EM TROCADORES DE CALOR COM FLUXO CRUZADO: ESTUDO DE UM NOVO ARRANJO GEOMÉTRICO TRAPEZOIDAL**. Orientador: Prof. Dr. Paulo Sergio Berving Zdanski. 2017. 124 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro de Ciências Tecnológicas da Universidade do Estado de Santa Catarina, Joinville, Santa Catarina, 2017.

BOUGEARD, D. Infrared thermography investigation of local heat transfer in a plate fin and two-tube rows assembly. **International Journal Of Heat And Fluid Flow**, [S.L.], v. 28, n. 5, p. 988-1002, out. 2007. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.01.008>.

CAMPUZANO, Andrea González. **ANÁLISE HÍBRIDA NUMÉRICA-EXPERIMENTAL DA TROCA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA EM TUBOS ALETADOS: ESTUDO DOS EFEITOS DO MATERIAL DA ALETA**. Orientador: Prof. Dr. Paulo Sergio Berving Zdanski. 2018. 97 f. Dissertação (Mestrado em Ciência e Engenharia De Materiais) - Centro de Ciências Tecnológicas da Universidade do Estado de Santa Catarina, Joinville, Santa Catarina, 2018.

CARPIO, José; VALENCIA, Alvaro. Heat transfer enhancement through longitudinal vortex generators in compact heat exchangers with flat tubes. **International Communications In Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 120, p. 105035-1, jan. 2021. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.105035>.

CHEN, Han-taw; CHOU, Juei-che; WANG, Hung-chih. Estimation of heat transfer coefficient on the vertical plate fin of finned-tube heat exchangers for various air speeds and fin spacings. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [S.L.], v. 50, n. 1-2, p. 45-57, jan. 2007. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.06.038>.

CHEN, Han-taw; LAI, Shih-ting; HAUNG, Li-ying. Investigation of heat transfer characteristics in plate-fin heat sink. **Applied Thermal Engineering**, Tainan, Taiwan Roc, v. 50, n. 1, p. 352-360, jan. 2013. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.08.040>.

CHEN, Han-taw; LAI, Jian-rong. Study of heat-transfer characteristics on the fin of two-row plate finned-tube heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s.l.], v. 55, n. 15-16, p. 4088-4095, jul. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.050>.

CHEN, Heng *et al.* Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of H-type Finned Tube Banks. **Energies**, [s.l.], v. 7, n. 11, p. 7094-7104, 4 nov. 2014. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/en7117094>.

CHOI, Jong Min *et al.* Air side heat transfer coefficients of discrete plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 30, n. 2-3, p. 174-180, fev. 2010. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.08.001>.

ECIL. **Termopares Tipo K**. 2019. Disponível em: <https://ecil.com.br/pirometria-2/termopares/termopar-tipo-k/>. Acesso em: 20 set. 2020.

ESCOA, **Extended Surface Corporation of America**. ESCOA Engineering Manual Solidfin HF. 1st ed. ed. Pryor. Oklahoma: ESCOA, Extended Surface Corporation of America. 1979.

FERZIGER, J. H.; PERIC, M. **Computational methods for fluid dynamics**. 3. ed. Berlim: Springer Science & Business Media, 2002.

FOX, ROBERT W.; MCDONALD, ALAN T.; PRITCHARD, PHILIP J. **INTRODUÇÃO A MECÂNICA DOS FLUIDOS**. 8. ed. INERIR: LTC, 2016. INERIR p.

GHOLAMI, Ahmadali; WAHID, Mazlan A.; MOHAMMED, H.A.. Thermal-hydraulic performance of fin-and-oval tube compact heat exchangers with innovative design of corrugated fin patterns. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 106, p. 573-592, mar. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.028>.

GHOLAMI, A.A.; WAHID, Mazlan A.; MOHAMMED, H.A.. Heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-tube compact heat exchangers with wavy rectangular winglet-type vortex generators. **International Communications In Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 54, p. 132-140, maio 2014. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.02.016>.

GONZÁLEZ, A. M.; VAZ JUNIOR, M.; ZDANSKI, P. S. B. A hybrid numerical-experimental analysis of heat transfer by forced convection in plate-finned heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 148, p. 363-370, fev. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.068>.

HUANG, Cheng-hung; YUAN, I-cha; AY, Herchang. An experimental study in determining the local heat transfer coefficients for the plate finned-tube heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s.l.], v. 52, n. 21-22, p. 4883-4893, out. 2009. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.05.023>.

HUANG, P. G.; BRADSHAW, P.; COAKLEY, T. J.. Skin friction and velocity profile family for compressible turbulent boundary layers. **AIAA Journal**, [S.L.], v. 31, n. 9, p. 1600-1604,

set. 1993. American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA).
<http://dx.doi.org/10.2514/3.11820>.

IMPLASTEC. **Pasta Térmica de Silicone**. 2020. Disponível em:
[https://implastec.com.br/loja/
 Pasta-termica-de-silicone/](https://implastec.com.br/loja/Pasta-termica-de-silicone/). Acesso em: 17 nov. 2020.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. **Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014. 650 p

JAYATILLEKE, Chandra Laksham Vaidyaratna. The influence of Prandtl number and surface roughness on the resistance of the laminar sub-layer to momentum and heat transfer. **Progress In Heat And Mass Transfer**, Oxford, v. 1, p. 193-321, 1969.

KADER, B. A. Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 24, n. 9, p. 1541-1544, set. 1981. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(81\)90220-9](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(81)90220-9).

KAMINSKI, S.; GROSS, U. **Luftseitiger Waermeuebergang Und Druckverlust in Lamellenrohr Waermeuebertragern**. KI Luft- und Kaeltetechnik 1(1): 13. 2000.

KAYS, William M.; CRAWFORD, Michael E.; WEIGAND, Bernhard. **Convective Heat and Mass Transfer**. 4. ed. New York: McGraw-Hill, 2005. 546 p.

KOOSHA, Nasir. Study of Heat Transfer and Fluid Flow in Heat Exchanger and Improve Their Energy Efficiency. **Journal of Pressure Vessel Technology**, [s.l.], v. 138, n. 3, p. 0313051-0313057, 25 fev. 2016. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4032705>.

LAI, Yanhua; LU, Mingxin; WANG, Qingwei. A Large Eddy Simulation of Plate-Fin and Tube Heat Exchangers with Small Diameter Tubes. **Heat Transfer Engineering**, [S.L.], v. 35, n. 11-12, p. 1137-1143, 16 jan. 2014. Informa UK Limited. <http://dx.doi.org/10.1080/01457632.2013.863555>.

LEE, Dong H.; JUNG, Jin M.; HA, Jong H.; CHO, Young I. Improvement of heat transfer with perforated circular holes in finned tubes of air-cooled heat exchanger. **International Communications In Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 39, n. 2, p. 161-166, fev. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.11.009>.

MALISKA, Clovis R. **TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL**. 2. ed. rev. e aum. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2004. 453 p.

MARTINEZ-ESPINOSA, Eliseo *et al.* Numerical Analysis of Turbulent Flow in a Small Helically Segmented Finned Tube Bank. **Heat Transfer Engineering**, [s.l.], v. 38, n. 1, p. 47-62, 30 jun. 2016. Informa UK Limited. <http://dx.doi.org/10.1080/01457632.2016.1156396>.

MENTER F. R., “Two-equation eddy viscosity models for engineering applications”, **AIAA-Journal**, [s.l.], v. 32, p. 1598-1605, agosto 1994. <https://doi.org/10.2514/3.12149>.

MENTER F.R.; KUNTZ, M.; LANGTRY R.. "Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model," **Proceedings of the 4th International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer**, Begell House Inc., West Redding, 2003, p. 625-632.

MOBTIL, M.; BOUGEARD, D.; RUSSEIL, S.. Experimental study of inverse identification of unsteady heat transfer coefficient in a fin and tube heat exchanger assembly. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 125, p. 17-31, out. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.028>.

MON, Mi Sandar; GROSS, Ulrich. Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s.l.], v. 47, n. 8-9, p. 1953-1964, abr. 2004. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.09.034>.

PERRY, A. E.; CHONG, M. S.; LIM, T. T. The vortex-shedding process behind two-dimensional bluff bodies. **Journal Of Fluid Mechanics**, [S.L.], v. 116, p. 77-90, mar. 1982. Cambridge University Press (CUP). <http://dx.doi.org/10.1017/s0022112082000378>.

POPE, Stephen B.. **Turbulent Flows**. Cambridge: University Press, 2000. 618 p.

SHAH, Ramesh K.; SEKULIC, Dusan P. **FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN**. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2003. 972 p.

SINGH, Shobhana; SØRENSEN, Kim; CONDRA, Thomas. Investigation of material efficient fin patterns for cost-effective operation of fin and tube heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 126, p. 903-914, nov. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.010>.

TALER, Dawid; OĆIOŃ, Paweł. Determination of heat transfer formulas for gas flow in fin-and-tube heat exchanger with oval tubes using CFD simulations. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, [s.l.], v. 83, p. 1-11, set. 2014. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.cep.2014.06.011>.

THULUKKANAM, K. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2nd ed. ed. L. L. Faulkner. New York: Taylor & Francis. 2013.

TOUBIANA, Ephraïm *et al.* Large Eddy Simulation of transitional flows in an elliptical finned-tube heat exchanger. **International Journal of Thermal Sciences**, [s.l.], v. 144, p. 158-172, out. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.05.002>.

VERSTEEG, H K; MALALASEKERA, W. **COMPUTATIONAL FLUD DYNAMICS: An Introduction to the finite volume method**. 2. ed. Harlow, England: Pearson, 2007. 495 p.

VINTROU, Sebastien *et al.* Quantitative infrared investigation of local heat transfer in a circular finned tube heat exchanger assembly. **International Journal Of Heat And Fluid Flow**, [S.L.], v. 44, p. 197-207, dez. 2013. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2013.05.019>.

WANG, Qiang; QIAN, Zuoqin; CHENG, Junlin; HUANG, Weilong; REN, Jie. Analysis on thermal hydraulic performance of the elliptical tube in the finned-tube heat exchanger by new

method. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 134, p. 388-397, maio 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.001>.

WILCOX, D. C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. **AIAA- Journal**. [s.l.], v. 26, p. 1299-1310, novembro 1988. <https://doi.org/10.2514/3.10041>.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. 3.ed. La Canãda: DCW Industries, 2006.

WHITE, F. M.; CHRISTOPH, G. H.. **A SIMPLE NEW ANALYSIS OF COMPRESSIBLE TURBULENT TWO-DIMENSIONAL SKIN FRICTION UNDER ARBITRARY CONDITIONS**. Rhode Island: National Technical Information Service, 1971. 103 p.

XIE, Gongnan; WANG, Qiuwang; SUNDEN, Bengt. Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 29, n. 1, p. 1-16, jan. 2009. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.01.014>.

XIE, Jinlong; LEE, Hsiao Mun. Flow and heat transfer performances of directly printed curved-rectangular vortex generators in a compact fin-tube heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 180, p. 115830, nov. 2020. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115830>.

XUE, Yuan; GE, Zhihua; DU, Xiaoze; YANG, Lijun. On the Heat Transfer Enhancement of Plate Fin Heat Exchanger. **Energies**, [S.L.], v. 11, n. 6, p. 1398, 30 maio 2018. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/en11061398>.

ZDANSKI, Paulo Sergio Berving. **Desenvolvimento de um Método Numérico para Cálculo de escoamentos Incompressíveis**: aplicação na análise da troca de calor em cavidades rasas. 2003. 127 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Aeronáutica e Mecânica, Divisão de Pós-Graduação, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2003.

ZDANSKI, Paulo Sergio Berving; ORTEGA, Marcos Aurélio; FICO JÚNIOR, Nide Geraldo Couto Ramos. Numerical study of the flow over shallow cavities. **Computers & Fluids**, [S.L.], v. 32, n. 7, p. 953-974, ago. 2003. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s0045-7930\(02\)00067-1](http://dx.doi.org/10.1016/s0045-7930(02)00067-1).

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de calor e massa**: Uma abordagem prática. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012. 904 p.

APÊNDICE A – EQUAÇÕES DE FECHAMENTO PARA O MODELO DE TURBULÊNCIA κ - ω SST E LEIS DE PAREDE

O modelo de turbulência κ - ω SST possui diversas equações em sua formulação. As equações principais de balanço das propriedades turbulentas estão melhores descritas no capítulo 3, sendo: equação da conservação de energia cinética turbulenta, κ calculado pela equação (12); e, equação para a frequência turbulenta, ω calculada pela equação (13). Porém, as equações de fechamento para a aplicação do modelo não foram descritas, isso porque envolvem diversos termos e algumas equações complementares, também é necessária a explicação de como são obtidas as constantes de ajuste do modelo. Como explicado no capítulo 3, o modelo κ - ω SST foi desenvolvido aplicando uma combinação linear entre os modelos κ - ϵ e κ - ω , logo, as constantes dos modelos também seguem esse padrão, por isso, a combinação linear na forma (MENTER, 1994):

$$\Phi = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2 \quad (A1)$$

Na equação (A1), ‘ Φ ’ é a constante resultante a partir da combinação linear das constantes do modelo κ - ω (Φ_1) de Wilcox (1988) e do modelo κ - ϵ padrão (Φ_2). Os valores das constantes podem ser visualizados no trabalho desenvolvido por Menter (1994) e também no manual Ansys (2020).

Também na equação (A1) entra o termo da função de mistura, como exposto brevemente no capítulo 3, a função de mistura faz a migração entre os dois modelos acoplados. Quando ‘ F_1 ’ é igual a 1, o modelo κ - ω é aplicado, possibilitando a integração até a parede, já quando a função é diferente de 1 é uma combinação linear entre os dois modelos, e quando vale zero é aplicado apenas o modelo κ - ϵ . O cálculo da função de mistura é feito utilizando a equação (A2), com o argumento da equação (A3), essas equações são baseadas no modelo original de Menter (1994).

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (A2)$$

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{\kappa}}{\beta^* \omega y}; \frac{500\mu}{\rho \omega y^2} \right); \frac{4\rho\kappa\sigma_{\omega 2}}{CD_{\kappa\omega} y^2} \right] \quad (A3)$$

Na equação (A3) o termo y é referente a distância até a parede mais próxima e o segundo termo $CD_{\kappa\omega}$ é referente a parcela positiva do termo de difusão cruzada e é calculado a partir da

equação (A4), o termo positivo da difusão cruzada sofre uma alteração no programa comercial, de acordo com o modelo original o segundo termo de comparação é de 10^{-20} , já o valor adotado no manual do programa comercial é de 10^{-10} .

$$CD_{\kappa\omega} = \max\left(\frac{2\rho\sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial\kappa}{\partial x_j} \frac{\partial\omega}{\partial x_j}; 10^{-10}\right) \quad (\text{A4})$$

Na equação (11) para o cálculo da viscosidade turbulenta do modelo κ - ω SST, surgiram três novos termos, o primeiro era uma constante a_1 definida em Menter (1994), o segundo termo é referente ao valor absoluto da vorticidade que é definido de acordo com a equação (A5) e o terceiro termo é referente a função F_2 que é definida de acordo com a equação (A6):

$$\Omega = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)} \quad (\text{A5})$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (\text{A6})$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{\kappa}}{\beta^*\omega y}; \frac{500\mu}{\rho y^2\omega}\right)$$

O tensor no termo de produção de ω da equação (13), τ_{ij} , é definido de acordo com a equação (A7):

$$\tau_{ij} = \mu_T \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho \kappa \delta_{ij} \quad (\text{A7})$$

A respeito do modelo de turbulência adotado: a última consideração é a respeito da condição de contorno para o ω nas superfícies sólidas, o valor é definido de acordo com a equação (A8), nessa equação o termo ω^+ é referente a solução para a subcamada viscosa, equação (A9) e para a região logarítmica, equação (A10), o termo κ_p é referente a energia cinética turbulenta no centro da célula adjacente a parede em questão e u^* é definido como sendo $u^* = \beta^{0,25} \kappa_p^{0,5}$ (ANSYS, 2020).

$$\omega = \frac{\rho(u^*)^2}{\mu} \omega^+ \quad (\text{A8})$$

$$\omega^+ = \frac{6}{\beta_1(y^+)^2} \quad (\text{A9})$$

$$\omega^+ = \frac{1}{\sqrt{\beta^*}} \frac{du_{turb}^+}{dy^+} \quad (\text{A10})$$

Essa abordagem para a frequência turbulenta na parede é desenvolvida de uma forma diferente da proposta por Menter (1994), pois o modelo implementado no programa comercial é insensível a parede, como abordado brevemente no capítulo 3, automaticamente é feita a mudança entre a formulação baixo Reynolds e as leis de parede. Por este motivo as formulações do Ansys-Fluent® 2019R3 referentes as leis de parede, também serão abordadas neste anexo. Kader (1981) propôs uma lei de parede térmica que mistura as formulações para a região da subcamada viscosa e da camada logarítmica, baseada nessa proposta a Ansys (2020) utilizou a mesma ideia para aprimorar o tratamento de parede para a conservação de quantidade de movimento. A formulação proposta por Kader (1981) segue o esquema da equação (A11):

$$T^+ = \frac{(T_w - T_p)\rho C_p(u^*)}{\dot{q}} = e^{\Gamma_e} T_{lam}^+ + e^{1/\Gamma_e} T_{turb}^+ \quad (\text{A11})$$

Onde T_w é a temperatura da parede, T_p é a temperatura no centroide da primeira célula adjacente a parede, \dot{q} é o fluxo de calor da parede. O termo Γ_e é referente ao termo de mistura e é definido pela equação (A12):

$$\Gamma_e = - \frac{0,01(Pr y^+)^4}{(1 + 5Pr^3 y^+)} \quad (\text{A12})$$

De acordo com a formulação de Kader (1981), a Ansys (2020) obteve o esquema referente a equação (A13) para a velocidade adimensional. Onde o termo Γ_{qdm} é referente ao termo de mistura e é definido pela equação (A14):

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} = e^{\Gamma_{qdm}} u_{lam}^+ + e^{(1/\Gamma_{qdm})} u_{turb}^+ \quad (\text{A13})$$

$$\Gamma_{qdm} = -\frac{0,01(y^+)^4}{(1 + 5y^+)} \quad (A14)$$

Da mesma forma, a equação (A15) que é a equação geral para a derivada da velocidade adimensional baseada na equação (15) é:

$$\frac{du^+}{dy^+} = e^{\Gamma_{qdm}} \frac{du_{lam}^+}{dy^+} + e^{(1/\Gamma_{qdm})} \frac{du_{turb}^+}{dy^+} \quad (A15)$$

De acordo com Ansys (2020) essa abordagem para a velocidade adimensional permite que a lei de parede para região totalmente turbulenta (*Log Layer*) seja facilmente modificada e estendida para levar em consideração outros efeitos antes não previstos. Essa formulação também garante o comportamento assintótico correto tanto para valores grandes quanto pequenos de y^+ e uma representação razoável dos perfis de velocidade nos casos em que o valor de y^+ varia de 3 a 10 ($3 < y^+ < 10$).

Quando se está falando da derivada da velocidade adimensional turbulenta a formulação para escoamento compressível foi desenvolvida baseada nos trabalhos desenvolvidos por White e Christoph (1971) e Huang, Bradshaw e Coakley (1993) contemplando as influências da transferência de calor e dos gradientes de pressão é calculado pela equação (A16) e as equações complementares vinculadas a equação (A16) podem ser vistas na equação (A17):

$$\frac{du_{turb}^+}{dy^+} = \frac{1}{\kappa_{ka} y^+} [S'(1 - \beta u^+ - \gamma (u^+)^2)]^{1/2} \quad (A16)$$

$$S' = \begin{cases} 1 + \alpha y^+, & \text{para } y^+ < y_s^+ \\ 1 + \alpha y_s^+, & \text{para } y^+ \geq y_s^+ \end{cases} \quad (A17)$$

$$\alpha = \frac{\mu}{\rho^2 (u^*)^3} \frac{dP}{dx}$$

$$\beta = \frac{\sigma_t \dot{q}}{\rho C_p u^* T_w}$$

$$\gamma = \frac{\sigma_t (u^*)^2}{2 C_p T_w}$$

Na equação (A17) o termo α representa a influência dos gradientes de pressão, os termos β e γ representam os efeitos térmicos. Quando esses três termos são iguais a zero o que se

obtem de respostas é a clássica lei de parede logarítmica, por esse motivo ela é aplicada tanto para escoamentos compressíveis quanto para escoamentos incompressíveis. Também nessas equações surge o y_s^+ , esse termo é referente ao local onde a inclinação da lei logarítmica é fixada, por padrão no programa comercial é de 60 ($y_s^+ = 60$). Com relação a equação (A16) o programa comercial Ansys-Fluent[®] 2019R3 fornecerá para cada situação a solução analítica apropriada, levando em conta que é uma equação diferencial ordinária. Já a derivada da velocidade adimensional laminar é expressa pela equação (A18):

$$\frac{du_{lam}^+}{dy^+} = 1 + \alpha y^+ \quad (A18)$$

Pode-se observar na equação (A18) que apenas os efeitos dos gradientes de pressão (α) são levados em conta, os efeitos térmicos são negligenciados porque são considerados de menor importância na região próxima a parede. Dessa forma, quando integradas, as equações (A16) e (A18) são substituídas na equação (A13) podendo assim obter com maior precisão a tensão de cisalhamento na parede. As definições para as temperaturas adimensionais da equação (A11) são para a temperatura adimensional laminar, a definição pode ser vista na equação (A19) e para a turbulenta na equação (A20):

$$T_{lam}^+ = Pr \left(u_{lam}^+ + \frac{\rho u^* u^2}{2\dot{q}} \right) \quad (A19)$$

$$T_{turb}^+ = Pr_T \left\{ u_{turb}^+ + B + \frac{\rho u^*}{2\dot{q}} \left[u^2 + \left(\frac{Pr}{Pr_T} - 1 \right) (u_c^+)^2 (u^*)^2 \right] \right\} \quad (A20)$$

Na equação (A20) o termo B é calculado usando a fórmula desenvolvida por Jayatilleke (1969) que é definida pela equação (A21):

$$B = 9,24 \left[\left(\frac{Pr}{Pr_T} \right)^{3/4} - 1 \right] [1 + 0,28e^C] \quad (A21)$$

$$C = -0,007 \frac{Pr}{Pr_T}$$

O termo u_c^+ que surge na equação (A20) é referente ao valor de u^+ no cruzamento entre as duas regiões, laminar e turbulenta, definidas pelas equações (A16) e (A18). Essa formulação é todo o complemento necessário para entendimento e aplicação do modelo de turbulência κ - ω SST que está implementado no programa comercial Ansys-Fluent[®] 2019R3.