

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

MARCUS VINÍCIUS ALVES PEREIRA

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DE
TUBOS ELÍPTICOS ALETADOS EM REGIME TURBULENTO

CURITIBA

2018

MARCUS VINÍCIUS ALVES PEREIRA

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DE
TUBOS ELÍPTICOS ALETADOS EM REGIME TURBULENTO

Tese apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Doutor em Engenharia, no Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, da Universidade Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas
Coorientador: Prof. Dr. Jeferson Avila Souza

CURITIBA

2018

Catálogo na Fonte: Sistema de Bibliotecas, UFPR
Biblioteca de Ciência e Tecnologia

P436p

Pereira , Marcus Vinícius Alves

Modelagem, simulação e otimização de trocadores de calor de tubos elípticos aletados em regime turbulento / Marcus Vinícius Alves Pereira . – Curitiba, 2018.

Tese - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

Orientador: José Viriato Coelho Vargas – Coorientador: Jeferson Avila Souza . -

1. Calor – Transferência. 2. Refrigeração. 3. Otimização. I. Universidade Federal do Paraná. II. Vargas , José Viriato Coelho . III. Souza , Jeferson Avila. IV. Título.

CDD: 621.4022

Bibliotecária: Vanusa Maciel - CRB - 9/1928



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
SETOR TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO ENGENHARIA
MECÂNICA

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da tese de Doutorado de **MARCUS VINICIUS ALVES PEREIRA** intitulada: **MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DE TUBOS ELÍPTICOS ALETADOS EM REGIME TURBULENTO**, após terem inquirido o aluno e realizado a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua APROVAÇÃO no rito de defesa.

A outorga do título de doutor está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.


Curitiba, 14 de Março de 2018.



JOSE VIRIATO COELHO VARGAS
Presidente da Banca Examinadora



ADMILSON TEIXEIRA FRANCO
Avaliador Externo



LUCIANO KIYOSHI ARAKI
Avaliador Interno



LUIS MAURO MOURA
Avaliador Externo



RUDMAR SERAFIM MATOS
Avaliador Externo

Quando eu encontrar Deus, eu vou fazer duas perguntas para ele: por que a relatividade é tão complexa e como se explica a turbulência. Deus terá uma resposta para a primeira.

Autor Desconhecido.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho. Agradeço em especial ao meu orientador, Dr. José Viriato Coelho Vargas por todo o suporte acadêmico durante a minha vida na pós-graduação e ao meu coorientador, Dr. Jeferson Avila Souza que me introduziu no mundo do software livre com o Linux e OpenFoam e me deu o suporte necessário para realizar todas as simulações. Agradeço também ao professor Dr. Rudmar Serafim Matos que iniciou esse estudo. Agradeço a UFPR e ao programa de pós-graduação em engenharia mecânica, PGMEC pela oportunidade. Agradeço ao LABSIN da FURG pelo apoio nas simulações. Agradeço a minha família pelo suporte e amor incondicional: minha esposa Lilian e aos meus filhos Livia e Henrique. E agradeço a todos da engenharia da DELTA GREENTECH que me deram suporte ao longo dos anos do doutorado.

RESUMO

O presente trabalho apresenta o estudo numérico de otimização geométrica para maximizar a taxa de transferência total de calor entre o arranjo de tubos aletados para um determinado volume e um determinado escoamento externo turbulento tridimensional (3-D) governado por diferença de pressão, Δp , que se mantém constante ao longo do domínio, ambos para arranjos de tubos circulares e elípticos, para configurações gerais. O procedimento de otimização começou pelo reconhecimento da disponibilidade limitada do espaço de projeto como uma restrição do volume fixo. Os resultados numéricos foram obtidos para configurações circulares e elípticas utilizando a estratégia de um domínio computacional representado pela célula unitária, aproveitando as simetrias presentes na geometria do sistema. A distribuição dos tubos no arranjo começou com uma configuração triangular equilátera que preencheu uniformemente o volume fixo resultando em um espaçamento entre tubos adimensional máximo, S/b , onde, S é o espaçamento real e b é o semi-eixo menor da elipse. Várias configurações foram simuladas para esse espaçamento entre tubos, identificando-se assim o espaçamento ótimo para a máxima transferência de calor. Semelhantemente, foi possível investigar a existência dos ótimos com respeito a outros dois graus de liberdade geométricos, isto é, a excentricidade dos tubos e os espaçamentos entre aletas. Os resultados são apresentados para o ar como o fluido externo, com pressão prescrita de $\Delta p = 1000 \text{ Pa}$ que resulta em uma faixa de $1.240 \leq Re_D \leq 28.180$, onde $2b$ é o eixo menor do tubo de seção elíptica. Arranjos circulares e elípticos com a mesma área de obstrução da seção transversal do escoamento foram comparados com base na transferência de calor total máxima. Este critério permitiu para todos arranjos perdas de pressão totais equivalentes independentemente da forma da seção transversal do tubo, sendo possível desta maneira a quantificação do ganho de transferência de calor da maneira mais isolada possível. Os resultados numéricos foram validados utilizando estudos consagrados da literatura para escoamentos em tubos e feixes de tubos em regime laminar e turbulento. Ótimos globais com relação ao espaçamento entre tubos, excentricidade e densidade de aletas ($S/2b, e, \Phi_f$) $\cong (0,5; 0,4; 0,094)$ foram encontrados. Um ganho relativo de transferência de calor de até 38% é observado no arranjo elíptico ótimo, em comparação ao arranjo circular ótimo o que demonstra que arranjos de tubos elípticos têm potencial para um desempenho consideravelmente melhor e menor custo do que os arranjos convencionais de geometria circular. Também foram avaliados os arranjos pelo \overline{Nu} e em uma comparação direta com diferentes correlações empíricas obtendo-se boa concordância com um erro entre 2,8% para $Re_D = 5.000$ até 18,3% para $Re_D = 30.000$. E para finalizar foi avaliada a geração de entropia do arranjo de tubos confirmando a otimização global pelos critérios de máxima transferência de calor e mínima geração de entropia $\tilde{q}_{m,m,m}$ $\tilde{S}_{mi,mi,mi}$, respectivamente para ($S/2b, e, \Phi_f$) $\cong (0,5; 0,4; 0,094)$.

Palavras-chave: Transferência de calor. Simulação. Refrigeração. Feixe de tubos. Otimização.

ABSTRACT

This work presents a numerical geometric optimization study to maximize the total heat transfer rate between an arrangement of finned tubes in a given volume and a certain three-dimensional (3-D) turbulent external flow governed by a pressure difference, Δp , which remains constant throughout the domain, both for circular and elliptical tube arrays, for general configurations. The optimization procedure began by recognizing the limited availability of the design space as a fixed volume constraint. Numerical results were obtained for circular and elliptic configurations using the strategy of a computational domain represented by the unit cell, taking advantage of the symmetries present in the geometry of the system. Pipe distribution in the array began with an equilateral triangular configuration that uniformly filled the fixed volume resulting in a maximum dimensionless pipe spacing, S/b , where S is the actual spacing and b is the minor half-axis of the ellipse. Several configurations were simulated for this spacing between tubes, thus identifying the optimal spacing for maximum heat transfer. Similarly, it was possible to investigate the existence of the optimal with respect to two other geometric degrees of freedom, that is, the eccentricity of the tubes and the fin spacing. Results are presented to air as the external fluid with a prescribed pressure of $\Delta p = 1,000$ which results in a range of $1,240 \leq Re_D \leq 28,180$, where $2b$ is the minor axis of the elliptical section tube. Circular and elliptical arrangements with the same cross-sectional area of the flow were compared based on the maximum total heat transfer. This criterion allowed for all arrangements equivalent total pressure losses irrespective of the cross-sectional shape of the tube, thus it being possible to quantify the heat transfer gain in the most isolated manner possible. Numerical results were validated using literature studies for flow in tubes and bundles of tubes in laminar and turbulent regime. Overall optimum with respect to tube spacing, eccentricity and fin spacing ($S/2b, e, \Phi_f$) $\cong (0,5; 0,4; 0,094)$ were found. A relative heat transfer gain of up to 38% is observed in the optimal elliptical arrangement compared to the optimal circular arrangement which demonstrates that elliptical tube arrangements have potential for considerably better performance and lower cost than conventional circular geometry arrangements. It was also evaluated the arrangements by \overline{Nu} and in a direct comparison with different empirical correlations obtained good agreement with an error between 2.8% for $Re_D=5,000$ and 18.3% for $Re_D=30,000$. Finally, the entropy generation of the pipe arrangement was evaluated, confirming the global optimization by the criteria of maximum heat transfer and minimum generation of entropy $\tilde{q}_{m,m,m}$ $\tilde{S}_{mi,mi,mi}$, respectively for $(S/2b, e, \Phi_f) \cong (0,5; 0,4; 0,094)$.

Key-words: Heat transfer. Simulation. Refrigeration. Tube banks.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – ARRANJO DE TUBOS ALETADOS 3D.....	36
FIGURA 2 – DISPOSIÇÃO DOS TUBOS CIRCULAR E ELÍPTICO.....	37
FIGURA 3 – VISTA LATERAL DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS.....	38
FIGURA 4 – VISTA FRONTAL DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS.....	39
FIGURA 5 – CANAL ELEMENTAR TRIDIMENSIONAL 3D.....	40
FIGURA 6 – REPRESENTAÇÃO DE UM ESCOAMENTO TURBULENTO.....	42
FIGURA 7 – MODELO DA MALHA TRIDIMENSIONAL.....	56
FIGURA 8 – MALHA TRIDIMENSIONAL PARA ARRANJO COM TUBOS CIRCULARES (A) E ELÍPTICOS (B).....	57
FIGURA 9 – CONDIÇÕES DE CONTORNO EM 3 DIMENSÕES DO DOMÍNIO COMPUTACIONAL.....	58
FIGURA 10 – DOMÍNIO COMPUTACIONAL – ESCOAMENTO LAMINAR EM TORNO DE UM CILINDRO.....	61
FIGURA 11 – MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO – ESCOAMENTO LAMINAR.	62
FIGURA 12 – DOMÍNIO COMPUTACIONAL – ESCOAMENTO TURBULENTO EM TORNO DE UM CILINDRO AQUECIDO.....	64
FIGURA 13 – MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO – ESCOAMENTO TURBULENTO.....	65
FIGURA 14 – DOMÍNIO COMPUTACIONAL – ESCOAMENTO LAMINAR EM TORNO DE UM FEIXE DE TUBOS CIRCULARES.....	66
FIGURA 15 – MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO – ESCOAMENTO LAMINAR.....	67
FIGURA 16 – VISUALIZAÇÃO DOS CAMPOS DE TEMPERATURA E DOS VETORES VELOCIDADE PARA OS DIFERENTES ESPAÇAMENTOS ENTRE TUBOS CIRCULARES.....	71
FIGURA 17 – VISUALIZAÇÃO DOS CAMPOS DE TEMPERATURA E DOS VETORES VELOCIDADE PARA AS DIFERENTES EXCENTRICIDADES.....	72
FIGURA 18 – VISUALIZAÇÃO DOS CAMPOS DE TEMPERATURA E DOS VETORES VELOCIDADE PARA DIFERENTES ESPAÇAMENTOS ENTRE ALETAS.	73

FIGURA 19 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS PARA NUSSELT MÉDIO EM ARRANJOS DE TUBOS COM DENSIDADE DE ALETAS $\phi_f = 0,260$	74
FIGURA 20 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS PARA NUSSELT MÉDIO EM ARRANJOS DE TUBOS COM DENSIDADE DE ALETAS $\phi_f = 0,094$	75
FIGURA 21 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS PARA NUSSELT MÉDIO EM RELAÇÃO AS CORRELAÇÕES EMPÍRICAS DA LITERATURA.....	76
FIGURA 22 – GRÁFICO DO CONTROLE DE MALHA COM O PARÂMETRO y^+	78
FIGURA 23 – GRÁFICO DO PARÂMETRO y^+ EM FUNÇÃO DO RED.....	79
FIGURA 24 – CAMPOS DE VELOCIDADE E TEMPERATURA PARA O PROBLEMA DE ESCOAMENTO LAMINAR EM TORNO DE UM CILINDRO.....	80
FIGURA 25 – CAMPOS DE TEMPERATURA, VELOCIDADE E VORTICIDADE PARA O PROBLEMA DE ESCOAMENTO TURBULENTO EM TORNO DE UM CILINDRO AQUECIDO.....	82
FIGURA 26 – VISUALIZAÇÃO DOS ESTÁGIOS DE SEPARAÇÃO DA CAMADA LIMITE FORMANDO A ESTEIRA PARA CAMPOS DE TEMPERATURA EM ESCOAMENTO TURBULENTO EM TORNO DE UM CILINDRO AQUECIDO.....	83
FIGURA 27 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS PARA VALIDAÇÃO DO CÓDIGO COMPUTACIONAL EM ARRANJOS E/OU FEIXES DE TUBOS CIRCULARES.....	84
FIGURA 28 – CAMPOS DE VELOCIDADE E TEMPERATURA PARA O PROBLEMA DE FEIXES DE TUBOS EM ESCOAMENTO LAMINAR.....	86
FIGURA 29 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS EM ARRANJOS DE TUBOS COM DIFERENTES EXCENTRICIDADES E ESPAÇAMENTOS PARA $\phi_f = 0,260$	88
FIGURA 30 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS EM ARRANJOS DE TUBOS COM DIFERENTES EXCENTRICIDADES E ESPAÇAMENTOS PARA $\phi_f = 0,094$	89
FIGURA 31 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS DE TUBOS COM DIFERENTES EXCENTRICIDADES E $\phi_f = 0,260$...	90
FIGURA 32 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS DE TUBOS COM DIFERENTES EXCENTRICIDADES E $\phi_f = 0,094$...	90
FIGURA 33 – OTIMIZAÇÃO DE ARRANJOS ELÍPTICOS E CIRCULARES ALETADOS COM RESPEITO À DENSIDADE DE ALETAS.....	91

FIGURA 34 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DA OTIMIZAÇÃO DE ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS.....	92
FIGURA 35 – RESULTADOS NUMÉRICOS DE MÁXIMA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MÁXIMA GERAÇÃO DE ENTROPIA EM ARRANJOS DE TUBOS COM $\Phi_f = 0,260$	93
FIGURA 36 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS DE MÁXIMA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MÁXIMA GERAÇÃO DE ENTROPIA EM ARRANJOS DE TUBOS COM $\Phi_f = 0,094$	94
FIGURA 37 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS MÁXIMA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MÁXIMA GERAÇÃO DE ENTROPIA PARA OTIMIZAÇÃO DE ARRANJOS DE TUBOS COM DIFERENTES EXCENTRICIDADES.....	95
FIGURA 38 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS MÁXIMA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MÁXIMA GERAÇÃO DE ENTROPIA PARA OTIMIZAÇÃO DE ARRANJOS DE TUBOS COM DIFERENTES DENSIDADES DE ALETAS.....	96

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – COEFICIENTES DO MODELO.....	46
TABELA 2 – COEFICIENTES DO MODELO.....	48
TABELA 3 – COEFICIENTES DO MODELO SST.....	49
TABELA 4 – ESTAÇÕES DE TRABALHO LABSIN.....	60
TABELA 5 – CONSTANTES DA EQ. 55 PARA CILINDRO CIRCULAR EM CORRENTE CRUZADA.....	63
TABELA 6 – CONSTANTES DA EQ. 55 PARA CILINDRO CIRCULAR EM CORRENTE CRUZADA PARA ALTOS NÚMEROS DE REYNOLDS.....	64
TABELA 7 – PARÂMETROS DOS ARRANJOS DE TUBOS PARA DETERMINAR NU	77
TABELA 8 – NUSSELT MÉDIO SIMULADO X TESTE DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA.....	80
TABELA 9 – NUSSELT MÉDIO SIMULADO X TESTE DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA.....	81
TABELA 10 – DETALHES DE UMA SIMULAÇÃO NUMÉRICA (TESE ATUAL X STANESCU).....	85
TABELA 11 – RESUMO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS OBTIDOS NA TESE PARA VALIDAÇÃO DO MODELO.....	98

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<i>CFD</i>	Computacional fluid dynamics - Dinâmica do fluido computacional
<i>Esize</i>	Parâmetro de controle de malha
<i>FDM</i>	Métodos de diferenças finitas
<i>FEM</i>	Elementos finitos
<i>FIDAP</i>	Fluid Dynamics Analysis Program. Pacote de elementos finitos usado por STANESCU <i>et al.</i> , 1996
<i>FVM</i>	Finite volume method – Método dos volumes finitos
<i>GCI</i>	Convergência de malha “Grid Convergence Index”
<i>Gmsh</i>	Aplicativo para construção e geração de malha
<i>k – ε</i>	Modelo de turbulência kapa-epsilon
<i>MEV</i>	Método de elementos de volume
<i>OpenFOAM</i>	Aplicativo para simulação em volumes finitos
<i>RDT</i>	Teoria de Distorção Rápida “Rapid Distortion Theory”
<i>RNG k – ε</i>	Modelo de turbulência k-epsilon com a utilização técnicas estatísticas. “Renormalisation Group”
<i>Realizable k – ε</i>	Modelo de turbulência k-epsilon com nova formulação para a viscosidade turbulenta.
<i>SST k – ω</i>	Modelo de turbulência kapa-omega SST
<i>SST</i>	Transporte de tensão de cisalhamento “Shear stress transport”
<i>2D</i>	Bidimensional
<i>3D</i>	Tridimensional

LISTA DE SÍMBOLOS

a	=	semi eixo maior do tubo de secção elíptica, m
b	=	semi eixo menor do tubo de secção elíptica, m
c_p	=	calor específico a pressão constante, J/(kg.K)
Co	=	número de Courant, $Co = \frac{u \Delta t}{\Delta x}$
D	=	diâmetro do tubo circular, m
e	=	excentricidade do tubo, b/a
f	=	fator de atrito
F_1	=	função de mistura para o modelo SST $k-\omega$
F_2	=	função de mistura para o modelo SST $k-\omega$
g	=	gravidade, m/s ²
G_k	=	representa a produção da energia cinética turbulenta
h	=	coeficiente de transferência de calor, W/(m ² K)
H	=	altura do arranjo, m
l	=	intensidade da turbulência
k_f	=	condutividade térmica, W/(m.K)
L	=	comprimento do arranjo, m
l	=	escala de comprimento turbulento
$L/2b$	=	relação de aspecto do comprimento do arranjo para o eixo menor das elipses
n_f	=	número de aletas
N	=	número de tubos em uma célula unitária
N_{ce}	=	número de canais elementares
\overline{Nu}	=	número de Nusselt médio
p	=	pressão, N/m ²
Pr	=	número de Prandtl laminar
Pr_t	=	número de Prandtl turbulento
q_i	=	vetor fluxo de calor total
\tilde{q}	=	densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total
\tilde{q}_v	=	densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total. Verificação (STANESCU, <i>et al.</i> , 1996)
\tilde{q}_m	=	densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total maximizada uma vez
$\tilde{q}_{m,m}$	=	densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total maximizada duas vezes
$\tilde{q}_{m,m,m}$	=	densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total

		maximizada três vezes
q_{ce}	=	taxa de troca de calor de um canal elementar, W
Re_D	=	número de Reynolds baseado no diâmetro do tubo
Re_{2b}	=	número de Reynolds baseado no eixo menor do tubo de secção elíptica
S	=	espaçamento entre fileiras de tubos, m, (fig. 1)
S_{ij}	=	módulo do tensor deformação do escoamento
$S/2b$	=	espaçamento entre fileiras de tubos adimensional (arranjo elíptico)
S_T	=	espaçamento entre tubos na direção do escoamento. $S_T = \frac{(S+2b)}{2}$
S_L	=	espaçamento entre tubos perpendicular ao escoamento. $S_L = \sqrt{3} \frac{(S+2b)}{2}$
\tilde{S}_g	=	taxa de entropia adimensional total do arranjo
$\tilde{S}_{g,\Delta T}$	=	taxa de entropia adimensional referente a transferência de calor
$\tilde{S}_{g,\Delta p}$	=	taxa de entropia adimensional referente ao atrito
t	=	tempo, s
t_f	=	espessura da aleta, m
t_t	=	espessura do tubo, m
T	=	temperatura, K
u, v, w	=	componentes da velocidade, m/s
\bar{u}	=	velocidade média, m/s
u'	=	velocidade de flutuação, m/s
u^*	=	velocidade de atrito, m/s
V	=	vetor velocidade, m/s
W	=	largura do arranjo, m
y^*	=	distância da parede
y^+	=	distância adimensional da parede
x, y, z	=	coordenadas cartesianas, m

SÍMBOLOS GREGOS

α	=	difusividade térmica laminar, m ² /s
α_T	=	difusividade térmica turbulenta, m ² /s
δ	=	espaçamento entre aletas, mm
δ_{ij}	=	delta de Kronecker

Δp	=	diferença de pressão, Pa
Δt	=	intervalo de tempo (passo) para cada iteração (simulação)
Δx	=	espaçamento da malha (parâmetro geométrico)
ε	=	critério de convergência da malha
ϵ	=	taxa de dissipação turbulenta
θ	=	temperatura adimensional
k	=	energia cinética turbulenta, m^2/s^2
μ	=	viscosidade dinâmica, $kg/(m.s)$
ν	=	viscosidade cinemática, m^2/s
ν_{ef}	=	viscosidade turbulenta, $\nu_{ef} = \nu + \nu_t$
ν_t	=	viscosidade efetiva, $\nu_t = k / \omega$
ρ	=	massa específica, kg/m^3
Φ	=	dissipação viscosa total
Φ_f	=	densidade adimensional de aleta na direção z
τ_{ij}	=	tensor de Reynolds
ω	=	dissipação específica turbulenta

Subscrito

ϵ	=	Para variáveis da equação de transporte da taxa de dissipação turbulenta
k	=	Para variáveis da equação de transporte da energia cinética turbulenta
m	=	máximo
mi	=	mínimo
ot	=	ótimo
ref	=	referência
s	=	saída da célula unitária
t	=	índices para variáveis turbulentas
w	=	superfície do tubo
ω	=	Para variáveis da equação de transporte da dissipação específica turbulenta
i, j, w	=	índices para coordenadas cartesianas
∞	=	escoamento livre / condições de entrada da célula unitária

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	13
1.1CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO.....	14
1.2ORGANIZAÇÃO DA TESE.....	14
2 REVISÃO DE LITERATURA.....	16
2.1GEOMETRIA E ESPAÇAMENTO ENTRE TUBOS.....	16
2.2GEOMETRIA E ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS.....	25
2.3OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS EM TROCADORES DE CALOR.....	31
2.4ESTUDOS DE TURBULÊNCIA.....	32
2.5ESCOAMENTO EM TORNO DE UM CILINDRO CIRCULAR.....	33
2.6OBJETIVO GERAL.....	34
2.7OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	34
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	35
3.1MODELO MATEMÁTICO.....	35
3.1.1Descrição do problema.....	35
3.1.2Equações DE BALANÇO e princípios físicos.....	40
3.1.3Modelos de Turbulência para as Equações Médias de Reynolds (RANS).....	41
3.1.4Modelo de Turbulência.....	44
3.1.5Modelo de Turbulência.....	47
3.1.6Modelo de Turbulência SST.....	48
3.1.7Escoamento externo em arranjos de tubos.....	50
3.1.8Transferência de Calor.....	51
3.2MÉTODO NUMÉRICO.....	52
3.2.1pré-processamento.....	52
3.2.2Qualidade ou independência de malha.....	53
3.2.3Funções de Parede.....	54
3.2.4Malha Tridimensional.....	56
3.2.5SOLUÇÃO e Condições de contorno do domínio computacional.....	57
3.2.6Código computacional para escoamento incompressível.....	58
3.2.7Simulação em Paralelo.....	59
3.2.8pós-processamento.....	60

3.3AJUSTE E VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.....	61
3.3.1Solução para um tubo em regime laminar.....	61
3.3.2Solução para um tubo em regime TURBULENTO.....	63
3.3.3Solução para feixe de tubos em regime laminar.....	66
3.4OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA.....	68
3.4.1Função objetivo 1 – Transferência de Calor volumétrica adimensional.....	68
3.4.2Função objetivo 2 – taxa de geração de entropia adimensional.....	69
4 RESULTADOS.....	70
4.1RESULTADOS E CONVERGÊNCIA DO MODELO MATEMÁTICO.....	74
4.2RESULTADOS DO MÉTODO NUMÉRICO.....	77
4.3RESULTADOS DO AJUSTE E VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.....	79
4.3.1Solução para um tubo em regime laminar.....	79
4.3.2Solução para um tubo em regime TURBULENTO.....	81
4.3.3Solução para feixe de tubos em regime laminar.....	84
4.4RESULTADOS DE OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA EM ARRANJOS ALETADOS.....	87
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	97
5.1CONCLUSÕES.....	97
5.2RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	99
REFERÊNCIAS.....	100
APÊNDICE A – ALGORITMOS DAS MALHAS – GMSH.....	108

1 INTRODUÇÃO

A necessidade de consumo racional de energia é uma preocupação mundial e o desafio de reduzir o desperdício de energia compreende não somente a otimização do uso da energia, mas também como reduzir o consumo. Adicionalmente, esses objetivos, na medida do possível, devem ser atingidos sem comprometer o conforto e outras vantagens trazidas pelo uso da energia, e sem afetar a eficiência e a qualidade das instalações.

Os sistemas de condicionamento de ar e refrigeração são vastamente utilizados em residências, indústrias e comércio, atuando desde o controle de temperatura de ambientes para o conforto humano até condições estritas de armazenamento de alimentos perecíveis e outros produtos controlados. Por todos esses aspectos, qualquer melhoria de eficiência em sistemas de refrigeração representa uma economia global significativa de energia.

Visando o ganho de eficiência nesses sistemas, o grupo de pesquisa de ciências térmica da UFPR vem estudando o controle de capacidade de sistemas de refrigeração de forma teórica e experimental desde 1995. No que diz respeito à arquitetura dos componentes internos de um sistema de refrigeração, o grupo tem dedicado seus estudos para a investigação e otimização de trocadores de calor aletados de tubos circulares e elípticos, tendo demonstrado que os trocadores de calor de tubos elípticos aletados têm o potencial para um desempenho termodinâmico bastante melhor do que a geometria circular tradicional. Apesar do estudo dos trocadores de calor ter uma história de mais de 100 anos, o desenvolvimento da ciência e da tecnologia e o aparecimento de campos emergentes de pesquisas levanta novas exigências para melhorar o desempenho dos trocadores de calor.

Segundo INCROPERA e DEWITT, 2003, o processo de troca entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e separados por uma parede sólida ocorre em muitas aplicações de engenharia. O equipamento utilizado para implementar essa troca é denominado trocador de calor, e as aplicações específicas são aquecimento e refrigeração de ambientes, produção de potência, recuperação de calor perdido e processamento químico.

MATOS (2003) destaca a importância do assunto e o contínuo avanço no estudo das técnicas dos trocadores de calor para que apresentem alto desempenho, resultando no aumento da transferência de calor, mínima perda de carga e redução do tamanho. Os parâmetros, sejam eles geométricos, físicos ou tipo de material que constituem os trocadores de calor já foram estudados tanto em convecção natural como em convecção forçada sob o ponto de vista de transferência de calor e perda de carga, como por exemplo, o espaçamento ótimo entre tubos, o formato interno e externo dos tubos, o espaçamento ótimo entre aletas, o formato das aletas, etc.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO

Esse trabalho é uma sequência natural dos projetos de MATOS (2003) e MAINARDES (2007) propondo a análise numérica de trocadores de calor aletados com tubos circulares e elípticos em regime turbulento fechando mais uma lacuna no estudo da otimização de sistemas de refrigeração inteligente, projeto conduzido pelo grupo de ciências térmicas da UFPR.

A análise numérica em regime turbulento tem o intuito de reforçar os resultados experimentais alcançados. A utilização de tubos elípticos e a otimização dos seus arranjos entre tubos e aletas promove uma maior redução no consumo de energia utilizando uma menor área de troca de calor e potência de bombeamento reduzida.

O terceiro ponto que justifica esse estudo, é a aplicação de outro método numérico na solução do problema de transferência de calor dos arranjos tubo aletados. Para essa aplicação foi empregado o método de volumes finitos buscando a otimização do sistema nos 3 graus de liberdade.

1.2 ORGANIZAÇÃO DA TESE

A tese está organizada a partir da introdução, contextualização e motivação descritos neste Capítulo 1. O Capítulo 2 contém a revisão bibliográfica e os objetivos. O Capítulo 3 apresenta a metodologia que é composta pela descrição do problema e pelo modelo matemático de escoamento e transferência de calor tridimensional em regime em trocadores de calor de tubos aletados, modelagem

numérica com a descrição dos parâmetros da simulação, ajustes e validação do modelo e otimização termodinâmica. O Capítulo 4 apresenta os resultados para o modelo matemático, método numérico, ajuste e validação e otimização e finalmente, o Capítulo 5 apresenta as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Nesse capítulo apresenta-se a descrição das principais referências bibliográficas utilizadas no desenvolvimento do projeto.

2.1 GEOMETRIA E ESPAÇAMENTO ENTRE TUBOS

SHEPHERD (1956) analisou tubos circulares com uma fileira e trocadores de calor com aletas determinando o coeficiente global de transferência de calor como uma função do número de Reynolds, assumindo aletas isotérmicas.

BRAUER (1963) apresentou uma pesquisa com resultados experimentais comparando arranjos de tubos elípticos e circulares para transferência de calor e perda de carga, baseado na observação de que a geometria do tubo elíptico tem uma configuração aerodinâmica melhor que a do tubo circular. Portanto, é razoável esperar uma redução na força total de arrasto e um aumento na transferência de calor, ao se comparar arranjos de tubos elípticos com arranjos de tubos circulares, submetidos a um escoamento livre, em escoamento cruzado. Os tubos elípticos tiveram uma transferência de calor 15 % maior e perda de carga 18 % menor do que nos tubos circulares. Os experimentos foram realizados com escoamento turbulento, com o número de Reynolds variando de 4000 até 100000.

SCHULEMBERG (1966) avaliou o potencial da utilização de tubos elípticos em trocadores de calor na indústria, mostrando experimentalmente resultados da transferência de calor e perda de carga. O estudo verificou que um trocador de calor construído com tubos elípticos aletados requer menor superfície de troca de calor e consome menos potência para acionamento dos ventiladores, do que um trocador de calor construído com tubos circulares aletados.

SABOYA (1974) obteve experimentalmente os coeficientes de transferência de calor local, usando a técnica de sublimação do naftaleno por uma analogia de transferência de calor e massa para trocadores de calor de uma e duas fileiras de tubos circulares aletados.

RICH (1975) estudou o efeito do número de fileiras de tubos para arranjos alternados em trocadores de calor de tubos com aletas planas.

SABOYA e SPARROW (1976) estenderam o estudo para trocadores de calor de tubos circulares de três fileiras. Os resultados mostraram baixos coeficientes de transferência de massa atrás dos tubos, quando comparados com a média dos arranjos.

WEBB (1980) constatou que a vantagem do desempenho dos tubos elípticos resulta da menor perda de pressão na região da aleta atrás dos tubos.

XIMENES (1981) relatou experimentalmente resultados para coeficientes de transferência de massa em trocadores de calor de uma e duas fileiras de tubos elípticos aletados. Na configuração para tubo elíptico foi observado que a queda do coeficiente de transferência de massa foi menos acentuada atrás dos tubos do que na configuração circular.

ROSMAN *et al.* (1984) experimentalmente determinaram os coeficientes de transferência de calor local e global usando a analogia entre transferência de calor e massa, para trocadores de calor de uma e duas fileiras de tubos circulares aletados, através da determinação numérica da distribuição de temperatura da aleta e eficiência, e a temperatura do escoamento livre ao longo da aleta. Os resultados mostraram que a configuração de duas fileiras é mais eficiente que a configuração de uma fileira.

BEJAN e MOREGA (1993) estudaram os espaçamentos ótimos para várias geometrias em convecção forçada.

BEJAN (1995) estudaram os espaçamentos ótimos para várias geometrias em convecção natural.

HUANG e PU (1995) estudaram a transferência de calor por convecção natural e forçada em tubos elípticos aletados, apresentaram a eficiência das aletas retangulares e otimizaram a geometria e o espaçamento das aletas.

STANESCU *et al.* (1996) estudaram o espaçamento ótimo de tubos circulares em escoamento livre e convecção forçada, escoamento cruzado, e BEJAN (1995) apresentou um estudo similar em convecção natural. Ambos os estudos levam em consideração a limitação de espaço disponível em qualquer projeto, através de uma restrição de volume fixo. Nessas configurações as simetrias presentes nos arranjos permitiram que os problemas fossem modelados numericamente em duas dimensões. O espaçamento ótimo entre fileiras de tubos foi

determinado por maximização da transferência de calor entre os tubos circulares e o escoamento livre.

JANG *et al.* (1996) estudaram numericamente e experimentalmente trocadores de calor de tubos circulares aletados em 3-D. Foram analisados os efeitos dos parâmetros geométricos tais como o arranjo de tubos, o número de fileiras (1 - 6 fileiras) e o número de aletas por polegada (8 - 12 aleta/pol) para o número de Reynolds (baseado no espaçamento entre aletas e a velocidade frontal) variando de 60 a 900. O escoamento é incompressível, tridimensional e em regime laminar. Os resultados demonstram que o coeficiente médio de transferência de calor para o arranjo alternado é maior do que para o arranjo de tubos alinhados, enquanto que a perda de carga é maior para o arranjo alternado. O número médio de Nusselt diminui quando o número de fileiras do túnel é aumentado de 1 a 6. O número de fileiras de tubos tem um efeito pequeno no coeficiente médio de transferência de calor quando os números das fileiras se tornaram maiores que 4. O coeficiente médio de transferência de calor do arranjo alternado é 15% - 27% mais elevado do que o arranjo alinhado, enquanto que a perda de pressão da configuração alternada é 20% - 25% mais elevada do que da configuração alinhada.

ADAMS e MARTO (1997) analisaram o filme laminar de condensação em tubos circulares e elípticos sob condições de convecção livre e forçada, concluindo que para a convecção livre, um tubo elíptico com eixo maior vertical mostrou uma melhoria de cerca de 11% no coeficiente médio de transferência de calor comparado com um tubo circular de área superficial equivalente. Para convecção forçada, com a mesma velocidade para um tubo circular, houve uma pequena redução no coeficiente médio de transferência de calor de cerca de 2%. Entretanto, para uma mesma perda de pressão, o desempenho do coeficiente médio de transferência de calor aumentou em 16%, para um tubo elíptico.

ROCHA *et al.* (1997) estudaram trocadores de calor de tubos elípticos aletados para configurações específicas de uma e duas fileiras de tubos, com uma formulação simplificada, sendo que os resultados de eficiência foram comparados aos de trocadores de calor de tubos circulares. Os resultados mostraram para as configurações estudadas ganhos percentuais de até 18% para transferência de calor e de até 30% para perda de carga.

LI *et al.* (1998) realizaram experiências para investigar a transferência de calor e as características da resistência do escoamento em dutos retangulares com disposições alternadas com aletas curtas de pinos elípticos em um escoamento cruzado de ar. Empregando a analogia de transferência de calor e massa e a técnica de sublimação do naftaleno, os coeficientes médios de transferência de calor nas aletas de pino e na base do canal foram apresentados, respectivamente. Os coeficientes médios totais de transferência de calor dos canais das aletas de pinos são calculados e os coeficientes da resistência são também investigados. Os resultados experimentais mostram que a transferência de calor de um canal com as aletas de pinos elípticos é um tanto mais elevada do que aquele com as aletas de pinos circulares. Constata-se também que os canais com aletas de pinos elípticos têm muito menor resistência ao escoamento do que os canais, com aletas de pinos circular, variando o número de Reynolds de 1000 a 10000.

JANG e YANG (1998) estudaram experimental e numericamente o escoamento e a transferência de calor sobre trocadores de calor de quatro fileiras, para uma relação dos eixos dos tubos aletados de 2,83:1. Três tipos de configurações de tubos aletados foram investigadas sob condições secas e molhadas para diferentes valores da velocidade frontal de entrada variando de 2 a 7 m/s: dois com tubos elípticos aletados com arranjos alternados e alinhados e outro com tubos circulares com arranjo alternado. Os resultados experimentais indicam que o coeficiente médio de transferência de calor de um tubo elíptico aletado corresponde a 35% - 50% ao do tubo circular aletado correspondente de mesmo perímetro; enquanto que a perda de pressão para um banco de tubos elípticos aletados corresponde a somente 25% - 30% do banco de tubos circulares.

JANG *et al.* (1998) estudaram experimental e numericamente o escoamento fluido e a transferência de calor em trocadores de calor de tubos circulares aletados de quatro fileiras com arranjo alternado. Dois tipos de configurações de tubos aletados foram investigados sob condições secas e molhadas para valores diferentes da velocidade frontal da entrada variando de 1 a 6 m/s. Os resultados experimentais indicaram que o fator sensível de Colburn, e o fator de atrito, para as serpentinas molhadas são, respectivamente 20% e 15% mais elevados do que para as serpentinas secas. Os resultados numéricos tridimensionais do modelo laminar

para as serpentinas secas são também apresentados. É considerada também a transferência de calor por convecção no campo do escoamento conjugada com a condução de calor nas aletas circulares. Os resultados numéricos para: as linhas de corrente, as isotermas, o número de Nusselt e a eficiência da aleta são mostrados e comparados com os resultados experimentais.

BORDALO e SABOYA (1999) realizaram medições da perda de carga comparando arranjos com configurações de uma, duas e três fileiras. A conclusão destes estudos baseados em evidências experimentais é que a configuração com tubos elípticos têm melhor performance do que com tubos circulares.

YILMAZ *et al.* (2000) buscaram obter a melhor geometria para uma perda de pressão em um duto, para qual a transferência de calor fosse máxima. Os resultados foram apresentados para convecção forçada para formas diferentes do duto em condições de regime laminar.

MATOS (2000), apresentou uma otimização numérica e comparou o desempenho de trocadores de calor de tubos circulares e elípticos não aletados em convecção forçada com escoamento laminar, apresentando resultados ótimos para os arranjos com tubos elípticos.

PÉREZ (2001) analisou experimentalmente a intensificação da transferência de calor através de geradores de vórtices em trocadores de calor compactos com tubos de geometria elíptica. A fim de determinar as características térmicas de diferentes modelos de trocadores de calor utilizaram-se da técnica de sublimação de naftaleno, para a obtenção dos coeficientes globais, e uma técnica evaporativa, para a obtenção dos coeficientes locais. A caracterização hidráulica foi realizada através da medição direta da queda de pressão nos modelos usando uma técnica de medição de massa. Como resultado deste trabalho, foram caracterizados trocadores de calor compactos com tubos elípticos aletados, com e sem a utilização de geradores de vórtices do tipo meia asa delta, colocados sobre a superfície das aletas. Os principais resultados do trabalho foram, além da caracterização de trinta e seis modelos, o estudo da influência dos espaçamentos entre os tubos e o número de fileiras, assim como do número de Reynolds sobre a transferência de calor e as perdas de carga. Foi realizado também um amplo estudo para a obtenção da melhor posição dos geradores de vórtices, visando obter a maior intensificação de

transferência de calor. As vantagens da utilização de geradores de vórtices nas superfícies dos trocadores de calor compactos foram demonstradas pela diminuição da exergia destruída pelas superfícies intensificadas quando comparadas com as mesmas na configuração lisa. O desenvolvimento e aplicação de novas técnicas de medição foram também uma importante contribuição desse trabalho.

LEE *et al.* (2001) estudaram a forma ótima do arranjo de pinos alternados no canal de um trocador de calor de placa plana. Quatro parâmetros geométricos adimensionais dos pinos são selecionados como variáveis importantes do projeto: a distância, o volume, o ângulo e o passo. As características da perda de pressão e da transferência de calor são examinadas, e uma otimização é realizada para minimizar a função objetivo global que consiste na correlação entre o número de Nusselt e o fator de fricção. Os parâmetros geométricos ótimos são obtidos para número de Reynolds variando de 500 a 1500.

ROCHA e BEJAN (2001) estudaram o problema fundamental de maximizar o contato térmico entre um volume gerador de calor e um escoamento pulsante de refrigerante que completa o volume. O refrigerante corre através de uma disposição de tubos redondos e equidistantes. Duas configurações laminares do escoamento são consideradas: escoamento “stop-and-go” (para e vai), em que o reservatório do refrigerante está em um lado do volume, e escoamento “back-and-forth” (de um lado para outro), onde o volume é prensado entre dois reservatórios do refrigerante. A taxa de transferência total do calor entre o volume e o refrigerante é determinada numericamente para diversas configurações. O raio ótimo do tubo e a taxa de transferência volumétrica máxima de calor são determinados numericamente. O tamanho ótimo do tubo é quase o mesmo para o escoamento “stop-and-go” e para o escoamento “back-and-forth”, e independe da frequência da pulsação.

WEBB e IYENGAR (2001) estudaram o uso de tubos ovais, que se aproximam aos tubos elípticos, no lugar de tubos circulares. O trabalho teve por objetivo a utilização de tubo oval no projeto de condensadores de condicionadores de ar resultando em um maior desempenho na troca de calor e uma menor perda de carga do ar.

MATOS *et al.* (2001) estudaram a comparação entre a transferência de calor, para arranjos alternados, com tubos circulares e elípticos em convecção forçada, demonstrando o melhor desempenho para tubos elípticos.

ROYCHOWDHURY *et al.* (2002) conduziram um estudo para investigar o escoamento em convecção forçada e a transferência de calor sobre um banco de cilindros alternados. Usando uma nova formulação numérica baseada em uma malha não ortogonal em um plano físico, os efeitos do número de Reynolds e do afastamento do cilindro no comportamento do escoamento e da transferência de calor são estudados sistematicamente. Observa-se que o número de Reynolds e o afastamento do cilindro influenciam a formação e o crescimento de vórtice na região entre os cilindros; por sua vez, as taxas de transferência de calor entre o líquido e os cilindros alternados são afetadas. Enquanto o afastamento do cilindro diminui, o tamanho e o comprimento dos vórtices reduzem. Para afastamentos suficientemente pequenos, a formação do vórtice é suprimida completamente mesmo com o número elevado de Reynolds.

ELSAYED *et al.* (2003) apresentaram uma investigação experimental para convecção livre do ar ao redor da superfície externa de um fluxo de calor com tubo elíptico. Nesse estudo foi desenvolvido correlações para o número de Nusselt em relação ao número de Rayleigh, o qual mostrou-se o efeito da orientação do tubo em relação ao número médio de Nusselt.

LEU *et al.* (2004) apresentaram análise experimental e numérica para estudar as características térmico-hidráulicas e transferência de massa em tubos elípticos com quatro filas e aletados, com aletas retangulares, em trocadores de calor tendo uma relação de eixos de 2,83:1. Quatro tipos de configurações foram investigadas sob condições secas e molhadas para valores de velocidades de face a partir de 1 à 6 m/s. Com dois arranjos de tubos alternados com aletas de altura de 7 mm e 10 mm, respectivamente; e dois arranjos com tubos em linha com aletas de 7 mm e de 10 mm, respectivamente. Os resultados indicaram que o fator sensível de Colburn e o fator de atrito para as serpentinas molhadas são, respectivamente, 56% – 71% e 2% – 16% maiores do que para as serpentinas secas.

MATOS *et al.* (2004b) estudaram experimentalmente e numericamente a otimização geométrica para maximizar a taxa total da transferência de calor entre

tubos aletados e não aletados em um dado volume e para um escoamento externo, em ambos os arranjos, circular e elíptico, com configurações de tubos alternados. Os resultados experimentais foram obtidos com configurações circular e elíptica com 12 (doze) tubos, começando com uma configuração triangular equilátera. Várias configurações foram construídas através da redução do espaçamento entre tubos, para obtenção do espaçamento ótimo, que fornece a máxima troca de calor. Foi possível também investigar a existência de um ótimo com respeito a outros dois graus geométricos de liberdade, no caso a excentricidade do tubo e o espaçamento entre aletas. Os resultados foram obtidos para o escoamento de ar externamente aos tubos em regime laminar. Os arranjos circular e elíptico foram feitos com a mesma obstrução do escoamento na seção transversal, para comparação entre os ótimos da transferência de calor. Foi observado um ganho relativo de cerca de 19% para o arranjo elíptico ótimo, em relação à transferência de calor, quando comparado ao arranjo circular ótimo. Foi também verificada uma redução de 32% da massa de material sólido para o arranjo elíptico.

HASAN e SIRÉN (2004) pesquisaram o desempenho da evaporatividade de dois trocadores de calor, um com tubos circulares e outro com tubos ovais, nas mesmas condições de operação em relação às taxas de escoamento de ar e internamente com água quente nas mesmas temperaturas. O tubo circular possuía diâmetro de 10 mm e o oval com relação de eixos de 3,085 formado partindo de um tubo de 18 mm de diâmetro. Foi concluído que a transferência média de massa e o fator de Colburn para o tubo oval é de 89% maior do que para o tubo circular, enquanto o fator de atrito médio para o tubo oval é de 46% maior do que para o do tubo circular. Isto significa que o tubo oval tem uma melhor combinação térmico-hidráulica.

KHAN *et al.* (2004) pesquisaram escoamentos de ar quente através de arranjos com tubos elípticos carregando água gelada em uma determinada faixa de número de Reynolds $1,0 \times 10^3 < Re_{\text{água}} > 3,7 \times 10^3$ e $1,0 \times 10^4 < Re_{\text{ar}} > 3,3 \times 10^4$ respectivamente. Os resultados mostraram que a taxa de transferência de calor cresceu com o aumento de ambos os escoamentos (números de Reynolds) e também obtiveram uma correlação Nu-Re a partir dos testes para tais arranjos.

HASAN (2005) investigou experimentalmente o desempenho térmico-hidráulica de cinco tubos ovais e comparou com tubos circulares num escoamento contracorrente de ar. A faixa de Reynolds Re_D foi aproximadamente entre 1000 e 11.000. A relação de eixos R (maior/menor) para três dos tubos ovais pesquisados foram 2, 3, 4 e mais duas outras configurações. O desempenho térmico-hidráulico indicado mostrou que para os números médios de \overline{Nu}_D para os tubos ovais estão próximos aos dos tubos circulares para $Re_D < 4.000$, e para Re_D maiores o \overline{Nu}_D para tubo oval é menor do que para tubo circular e decresce com o aumento da relação R. Os coeficientes de arrasto C_D foram medidos e combinados com a performance térmica-hidráulica indicada pela relação \overline{Nu}_D/C_D os quais mostraram uma melhor performance de combinação para os tubos ovais.

ELSHAZLY *et al.* (2005) pesquisaram experimentalmente convecção livre a partir de uma superfície vertical e inclinada com tubos elípticos de relação de eixos (a:b) 2:1 como uma superfície uniformemente aquecida (fluxo constante de calor). Os efeitos da orientação e da inclinação foram estudados no coeficiente de transferência de calor. Os resultados obtidos mostraram que o Nu médio aumenta com o aumento do ângulo de orientação ou com o ângulo de inclinação para mesmo número de Rayleigh (Ra). Os resultados obtidos são correlatados por grupos adimensionais e estão disponíveis para dados de tubos elípticos inclinados e verticais.

KUNDU *et al.* (2006) apresentaram o desempenho térmico de tubos elípticos com aletas planas. A transferência de calor convectiva foi assumida como uniforme. Comparando os arranjos de tubos aletados em linha e alternados, portanto, usando a equação de condução bidimensional, concluíram que há necessidade de otimizar a geometria das aletas para uma dada área. O trabalho mostra também o melhor desempenho para o arranjo com tubos alternados.

MAINARDES (2007) apresenta um estudo de otimização geométrica experimental para maximizar a taxa de transferência total de calor e também para minimizar a potência de bombeamento do ventilador com arranjos de tubos circulares e elípticos aletados. Os ensaios foram conduzidos com Reynolds entre 2650 e 10600. O estudo alcançou um ganho de transferência de calor na ordem de

23% para o arranjo de tubos elípticos com espaçamento entre tubos e aletas otimizado.

SWAIN e DAS (2016) apresentaram um estudo numérico do coeficiente de transferência de calor (CTC) para arranjos em linha e escalonados para tubos elípticos e achatados. O espaçamento entre tubos variou de 1,25 a 2,5 e o Re de 200 a 2000. O resultado foi o aumento do CTC e do Nu quando a velocidade na entrada aumentou em função do início do comportamento turbulento do fluido para a redução do espaçamento entre tubos.

KLEIN *et al.* (2017), apresentaram um estudo utilizando o adimensional queda de pressão em escoamento de fluidos não Newtonianos (fluido viscoplástico) em cilindros utilizando o número de BEJAN (Be). O resultado foi a avaliação da densidade de transferência de calor em fluidos não Newtonianos utilizando Be para a otimização de trocadores de calor utilizando a teoria construtal.

HERMANY *et al.* (2018) estudaram diferentes geometrias que maximizam a transferência de calor e minimizam a queda de pressão para fluidos viscoplásticos em escoamento transversal em torno de tubos de seção elíptica. A avaliação foi realizada para parâmetros fixos como a área da elipse, $Re = 1$, $Pr = 1$ e o número de Herschel-Bulkley ($HB = 1$). Os melhores resultados para os tubos elípticos ocorre para razões de excentricidade entre 0,3 e 0,25 e os efeitos são mais pronunciados para minimização da queda de pressão.

2.2 GEOMETRIA E ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS

RICH (1973) estudou o efeito do espaçamento das aletas para arranjos alternados em trocadores de calor de tubos com aletas planas.

FOWLER *et al.* (1997) estudaram numericamente e experimentalmente o arranjo ótimo para placas paralelas em um volume fixo submetido à convecção forçada, na qual o objetivo da otimização geométrica foi maximizar a taxa de transferência de calor total entre o volume dado e o escoamento externo, sendo que a temperatura máxima em um ponto dentro do volume não podia exceder um determinado nível. O arranjo geométrico foi variado sistematicamente, mudando o espaçamento entre as placas, o número das placas instaladas em uma fileira, o comprimento varrido pelas placas, e o grau da disposição alternada das placas.

JANG e CHEN (1997) investigaram em detalhe os efeitos de diferentes parâmetros geométricos, incluindo números de fileiras de tubo (1 a 4 fileiras), ângulos das aletas onduladas tipo “wavy” ($D= 8,95^\circ, 17,05^\circ$ e $32,21^\circ$) e alturas das aletas onduladas ($S= 0,751, 1,500$ e $3,003$ mm) variando o número de Reynolds (baseado no espaçamento entre aletas e a velocidade frontal) de 400 a 1200. Os resultados numéricos indicam que o efeito da fileira é menos importante em uma aleta ondulada em comparação a uma aleta plana. Constatou-se também que, para as alturas das aletas onduladas iguais, o número médio de Nusselt e o coeficiente da pressão aumentam com o aumento do ângulo das aletas onduladas; enquanto que para os ângulos das aletas iguais eles decrescem quando a altura da aleta ondulada “wavy” é aumentada. As aletas onduladas “wavy” podem ser entendidas como geradores de turbulência.

KUNDU e DAS (1997) estudaram as dimensões ótimas da aleta para os trocadores de calor de tubos aletados com disposições alternadas e retangulares dos tubos. A dissipação de calor máxima é obtida para um valor particular do comprimento do passo ou da espessura da aleta para um volume fixo da aleta. A otimização é feita pelo método derivativo clássico. Baseado na análise matemática, as curvas do projeto foram construídas para o projeto ótimo das aletas. Finalmente, verifica-se que o conceito da aleta anular equivalente pode ser estendido para calcular as dimensões ótimas da aleta.

WANG *et al.* (1997) realizaram experiências extensivas nas características de transferência de calor e da perda de pressão em trocadores de calor de tubos aletados, com aletas “wavy”. No referido estudo, 18 amostras de trocadores de calor de tubos aletados com parâmetros geométricos diferentes, incluindo o número de fileiras do tubo, o passo das aletas e os arranjos do escoamento, foram testadas em um túnel de vento. Os resultados são apresentados em função do fator de atrito e do fator de Colburn versus o número de Reynolds baseado no diâmetro do colar do tubo, variando de 400 a 8000. Constatou-se, que o passo da aleta tem efeito insignificante no fator de Colburn, e o efeito da fileira do tubo no fator de atrito é insignificante.

WANG *et al.* (1999c) realizaram um estudo experimental para investigar o efeito dos circuitos no desempenho de condensadores com aletas “wavy”

(onduladas). Um total de oito conjuntos foram testados com seis arranjos de um circuito e dois de dois circuitos. Para o conjunto de um circuito, os resultados do teste indicaram que o escoamento do tipo “counter-cross” (contrafluxo) fornece um desempenho melhor do que nos outros arranjos. Entretanto, a condução de calor ao longo das aletas pode deslocar os benefícios do arranjo do tipo “counter-cross”. Este estudo propôs duas modificações para o arranjo do escoamento do tipo “counter-cross”. Para o conjunto de dois circuitos, uma característica incomum de uma perda de pressão súbita, foi observada quando um circuito está condensado e o outro está na região bifásica.

WANG *et al.* (1999b) estudaram as correlações gerais de transferência de calor e de atrito para a geometria corrugada das aletas, em volta da configuração do tubo. Um total de 49 amostras de trocadores de calor com aletas corrugadas e com parâmetros geométricos diferentes, incluindo o passo do corrugado, a altura do corrugado, o passo longitudinal do tubo, o passo transversal do tubo, o diâmetro do tubo, e o passo da aleta foram usados para desenvolver as correlações.

WANG *et al.* (1999a) estudaram as correlações gerais de transferência de calor e de atrito para a geometria “wavy” (onduladas) das aletas em um total de 27 amostras de trocadores de calor de tubos aletados.

YUN e LEE (1999) investigaram experimentalmente os efeitos das formas de superfícies interrompidas no desempenho dos trocadores de calor de tubos aletados usados nos condicionadores de ar residenciais. As experiências são conduzidas para avaliar o coeficiente de perda de pressão e a transferência de calor. Os resultados são limitados às características de transferência de calor sensível. Neste estudo, as características de transferência de calor e de perda de pressão de três tipos de formas projetadas da aleta são comparadas a outra forma, e uma forma ótima da aleta para os condicionadores de ar residenciais é recomendada.

LIANG *et al.* (2000) investigaram a eficiência da aleta de superfície molhada de um trocador de calor de placa e tubos aletados. Dependendo do compromisso entre a exatidão e a complexidade, um modelo analítico unidimensional, um modelo numérico unidimensional e um modelo numérico bidimensional são propostos respectivamente para a eficiência da aleta junto com os algoritmos correspondentes de computação. O modelo numérico unidimensional considera o efeito local da

transferência de massa. O modelo bidimensional faz um exame da geometria complexa da aleta e da variação das propriedades úmidas do ar sobre a aleta. O desempenho da aleta de um trocador de calor de placa e tubos aletados é investigado sob uma variedade de parâmetros da aleta e de condições geométricas e do escoamento de ar, especialmente para uma larga escala da umidade relativa do ar (20% a 95%). As aplicações e as limitações desses modelos são discutidas junto com a análise de erro.

MENDEZ *et al.* (2000) estudaram a influência do espaçamento da aleta no lado superior de um trocador de calor de tubo aletado de uma fileira através da visualização do escoamento e da simulação numérica. A distância entre aletas é adimensionalizada pelo diâmetro do tubo. A relação do número total de Nusselt por unidade de comprimento para a perda de pressão adimensional é encontrada para mostrar um máximo.

WANG e CHI (2000a) avaliaram o desempenho do ar em trocadores de calor de tubo aletados com aletas planas. Os efeitos do número de fileiras de tubos, do passo da aleta e do diâmetro dos tubos foram examinados. O estudo apresentou grande influência do passo das aletas na transferência de calor. Para o número de fileiras de tubo, $N = 1$ ou 2 , o desempenho da transferência de calor aumentou com diminuição do passo da aleta. Para $N \geq 4$ e número de Reynolds baseado no diâmetro externo do colarinho da aleta, $Re_{D_c} > 2000$, o efeito do passo da aleta no desempenho da transferência de calor foi insignificante. Para o mesmo passo da aleta, o efeito do número de fileiras do tubo no desempenho da fricção foi muito pequeno. O efeito do diâmetro do tubo no desempenho da transferência de calor é relacionado ao passo da aleta também. As perdas de pressão para o diâmetro externo do colarinho da aleta, $D_c = 10,23$ mm excedem aquelas de $D_c = 8,51$ mm por aproximadamente 10% - 15%.

WANG *et al.* (2000b) propuseram uma correlação para determinar a transferência de calor e o atrito em trocadores de calor de tubos aletados com geometria plana da aleta. Um total de 74 amostras foi usado para desenvolver a correlação.

YAN e SHEEN (2000) realizaram um estudo experimental para investigar as características de transferência de calor e de perda de pressão em trocadores de

placa de tubos aletados com superfícies plana, ondulada e corrugada das aletas. Ao todo, 36 amostras de trocadores de calor foram testadas, sendo 12 de aletas planas, 12 de aletas onduladas e 12 de aletas corrugadas. Os resultados são apresentados em função do fator de fricção e do fator de Colburn em relação ao número de Reynolds variando entre 300 a 2000. Adicionalmente, o coeficiente de transferência de calor adimensional e a perda de pressão são apresentados também em relação à velocidade frontal do ar. Vários métodos de comparação foram adotados para avaliar o desempenho do lado do ar das aletas plana, ondulada e corrugada nos trocadores de calor.

YUN e LEE (2000) analisaram sistematicamente o efeito de vários parâmetros de projeto nas características de transferência de calor e da perda de pressão do trocador de calor com aletas do tipo “*slit*” (fenda). Os resultados permitem que se estime quantitativamente os vários parâmetros que afetam o desempenho do trocador de calor, e os principais fatores para o melhor projeto de um trocador de calor.

SABOYA e SABOYA (2001) determinaram os coeficientes médios de transferência de calor para aletas planas e trocadores de calor de tubos elípticos. As experiências de transferência de massa foram executadas usando a técnica de sublimação do naftaleno. Por meio da analogia de transferência de calor e massa, os coeficientes médios de transferência de massa podem ser facilmente convertidos para resultados de transferência de calor. De acordo com a analogia, nas condições experimentais, com naftaleno forma-se o canal retangular do trocador simulando-se, aletas isotérmicas. Apesar de que em situações práticas as aletas não são isotérmicas, se pode racionalizar tal fato usando o conceito da eficiência da aleta, que é um procedimento comum em cálculos de transferência de calor. Os coeficientes de transferência de calor e massa dessa pesquisa foram comparados com os de trocadores de tubos circulares, encontrados na literatura, e a comparação revela que a configuração de tubos elípticos tem um melhor desempenho global que a configuração de tubos circulares. Este é um resultado positivo, uma vez que o uso dos tubos elípticos reduz substancialmente a perda de pressão no canal retangular e aumenta a eficiência da aleta melhorando as características de transferência de

calor e massa. A variação do número de Reynolds foi entre 150 e 1300. Os resultados são diretamente aplicáveis aos equipamentos de condicionamento de ar.

AY *et al.* (2002) realizaram um estudo experimental usando a termografia infravermelha para monitorar a distribuição de temperatura sobre uma superfície de aleta plana dentro de trocadores de calor de placa e tubos aletados. A função temperatura é derivada para determinar os coeficientes locais de transferência de calor por convecção na aleta testada, usando um elemento local da equação de condução sendo incluído o efeito convectivo nos contornos com dados experimentais. A termografia infravermelha é capaz de detectar a posição e a extensão das regiões de transição e da separação da camada limite sobre toda a superfície dos modelos testados. Com a comparação dos resultados de teste na região estratégica dos arranjos em linha e alternado, é mais fácil compreender ou interpretar detalhes dos fenômenos dinâmicos do escoamento que existem nos trocadores de calor. Além disso, os resultados experimentais demonstram que o coeficiente médio da transferência de calor calculado para a configuração alternada é 14% - 32% mais elevado do que o de configuração em linha.

LIN e JANG (2002) apresentaram uma análise bidimensional para a eficiência de uma aleta elíptica sob condições a seco, parcialmente molhadas e inteiramente molhadas, com uma escala de valor para as relações dos eixos, números de Biot, e umidades do ar. Mostra-se que as eficiências da aleta aumentam quando a relação dos eixos é aumentada. Para uma dada relação dos eixos, a eficiência da aleta diminui quando a altura da aleta ou o número de Biot é aumentado. Usando coeficientes de transferência de calor experimentalmente determinados para aletas circulares, encontra-se que as eficiências das aletas elípticas inteiramente secas e molhadas são até 4% - 8% maiores do que as eficiências das aletas circulares correspondentes que têm o mesmo perímetro.

EREK *et al.* (2005) mostraram numericamente a influência da geometria das aletas na transferência de calor e na perda de carga, para uma aleta retangular em um trocador de calor. Foi descoberto que a distância entre aletas tem um considerável efeito sobre a perda de carga. Outro ponto importante do estudo foi que aumentando a elipticidade (excentricidade) do tubo aletado, aumenta-se a troca de calor e reduz-se a perda de carga.

2.3 OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS EM TROCADORES DE CALOR

IBRAHIM e MOAWED (2009) investigaram experimentalmente a geração de entropia e a transferência de calor em tubos elípticos sem aletas, com aletas longitudinais na frente do tubo, após os tubos e nas duas posições (antes e depois dos tubos elípticos). Os ensaios foram conduzidos com Reynolds entre 4750 e 39600. Os resultados indicaram que a posição das aletas nos tubos elípticos afeta diretamente o coeficiente de transferência de calor, fator de atrito e taxa de irreversibilidade. Os resultados apresentados concluem que a menor taxa de irreversibilidade ocorre na configuração com os tubos elípticos e as aletas posicionadas na frente e atrás e que a maior taxa ocorre no arranjo sem aletas. Também se conclui que as aletas posicionadas na frente dos tubos apresenta melhor resultado do que a configuração com as aletas posicionadas após os tubos.

KRITIKOS *et al.* (2010) investigou numericamente o desempenho térmico de um trocador de calor com arranjo de tubos elípticos utilizando CFD. Foi empregada a análise de Nusselt local com dois tipos de configuração: trocador completo e trocador como um filtro. O estudo numérico foi comparado aos dados experimentais alcançando resultados muito próximos.

BELLO-OCHEDE *et al.* (2010) ampliam o conceito de projeto para geração de estruturas multiescala em convecção forçada para um sistema de placas tridimensionais com o objetivo de maximizar a densidade de transferência de calor por unidade de volume \tilde{q} . O escoamento em convecção forçada é controlado por uma pressão prescrita Δp na entrada dos canais e o número de BEJAN (Be) se torna o adimensional de controle da perda de carga para otimizar o espaçamento entre placas. Ao final são desenvolvidas correlações para \tilde{q} em função de Be e dos parâmetros geométricos da pilha de placas.

BHUTTA *et al.* (2012) apresentam uma revisão da literatura de CFD utilizada no projeto dos trocadores de calor. O estudo apresenta as principais evoluções do método, o alcance da ferramenta nas áreas acadêmicas e industriais e a economia de tempo e de investimento em protótipo resultante da utilização de métodos numéricos para solução dos problemas de transferência de calor e mecânica dos fluidos.

HAN *et al.* (2013) estudaram o escoamento e a transferência de calor em trocadores de calor com tubos ovais (similares à geometria elíptica) e tubos circulares. O trabalho avaliou 3 tipos de tubos e dois arranjos de aletas (“wavy” e “louver”). Os arranjos com tubos ovais apresentaram uma redução na perda de carga de 22% a 31,8% e um aumento da eficiência na troca térmica de até 4,9%.

2.4 ESTUDOS DE TURBULÊNCIA

Os primeiros estudos sobre a instabilidade e turbulência foram desenvolvidos por Osborne Reynolds e Lorde Rayleigh no século XIX (1883), que estabeleceu mais claramente a existência de dois regimes de escoamentos: laminar e turbulento. (WILCOX, 1998).

Conforme WILCOX (1998) o escoamento turbulento é uma condição irregular nas quais várias quantidades de fluido mostram uma variação aleatória no tempo e espaço, tal que estatisticamente valores médios distintos podem ser notados. Segundo OLIVEIRA (2013) a maior parte dos escoamentos encontrados na natureza e em aplicações industriais são turbulentos. Conseqüentemente, é muito importante compreender os mecanismos físicos que governam este tipo de fenômeno. Os escoamentos turbulentos apresentam instabilidade, velocidade e contêm flutuações que são dependentes do tempo e da posição. Entre as características mais importantes dos escoamentos turbulentos destaca-se a multiplicidade de escalas que os caracterizam.

Os modelos de turbulência devem ser aplicados de alguma forma que introduzem a quantidade mínima de complexidade enquanto representam a essência da física relevante (WILCOX, 1998). Não existe um único modelo de turbulência que possa ser aplicado para todos os tipos de problemas devido à falta de recursos de computador e capacidade de armazenamento para o modelo de turbulência altamente flutuante. Portanto, os pesquisadores desenvolvem diferentes tipos de técnicas e modelos para descrever a turbulência o mais real possível e definir termos desconhecidos de equações de turbulência. Esses tipos de modelos de turbulência contêm algumas equações diferenciais e constantes algébricas que, em conjunto com as equações de Navier-Stokes, podem simular o comportamento aproximado do escoamento turbulento.

2.5 ESCOAMENTO EM TORNO DE UM CILINDRO CIRCULAR

Nesta seção é feita uma revisão da teoria de escoamentos em torno de cilindros circulares que é a base para os estudos com feixes de tubos de diferentes geometrias.

Segundo RAHMAN (2007), o escoamento em torno de um cilindro circular é um problema fundamental de mecânica de fluidos de importância prática. Tem potencial relevância para um grande número de aplicações práticas, tais como submarinos, estruturas fora da costa, pontes de encanamento, tubulações, etc. O escoamento viscoso instável e turbulento que fica atrás de um cilindro circular tem sido objeto de numerosos estudos experimentais e numéricos, especialmente do ponto de vista da hidrodinâmica. Nesse estudo também observa-se que o campo de escoamento sobre o cilindro circular é simétrico em valores baixos do número de Reynolds. À medida que o número de Reynolds aumenta, o escoamento começa a se separar atrás do cilindro, causando vórtice, que é um fenômeno instável.

Dentro do contexto da literatura técnica apresentada para trocadores de calor com tubos elípticos, observa-se que os parâmetros geométricos sempre foram estudados isoladamente, ou parcialmente integrados, ressaltando os trabalhos de MATOS (2003) e MAINARDES (2007) que apresentaram estudos de otimização em 3 graus de liberdade de trocadores de calor compostos por tubos aletados e não aletados circulares e elípticos em regime laminar (numérico pelo método de elementos finitos) e turbulento (experimental). Essas duas referências utilizam a estratégia de fixar a velocidade na entrada do arranjo de tubos como parâmetro de controle do escoamento.

O presente trabalho é uma sequência natural dos projetos de MATOS (2003) e MAINARDES (2007) e do orientador desse estudo e propõe a análise numérica de trocadores de calor aletados com tubos circulares e elípticos em regime turbulento. O que difere esse novo projeto dos mencionados acima são os seguintes pontos: modelagem matemática e método numérico em regime turbulento; escoamento governado por pressão prescrita na entrada do arranjo, ou seja, o controle do escoamento por meio da perda de carga; utilização do método de volumes finitos para solução do problema e validação do modelo com os resultados experimentais de autores da literatura.

2.6 OBJETIVO GERAL

Modelagem matemática e simulação numérica do escoamento e transferência de calor tridimensional em regime turbulento em trocadores de calor de tubos elípticos aletados.

2.7 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para atingir o objetivo geral, o trabalho foi dividido em várias metas (ou objetivos específicos) descritos a seguir:

1. Estabelecer um modelo matemático do escoamento e transferência de calor tridimensional em regime turbulento composto pelas equações de Navier-Stokes acopladas a diferentes modelos de turbulência como $k-\epsilon$ e $SST k-\omega$;
2. Resolver o modelo matemático com solução numérica utilizando o método dos volumes finitos, usando o aplicativo de código aberto, OpenFOAM;
3. Validar o modelo com resultados numéricos e experimentais da literatura;
4. Realizar a otimização termodinâmica de trocadores de calor de tubos elípticos aletados.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

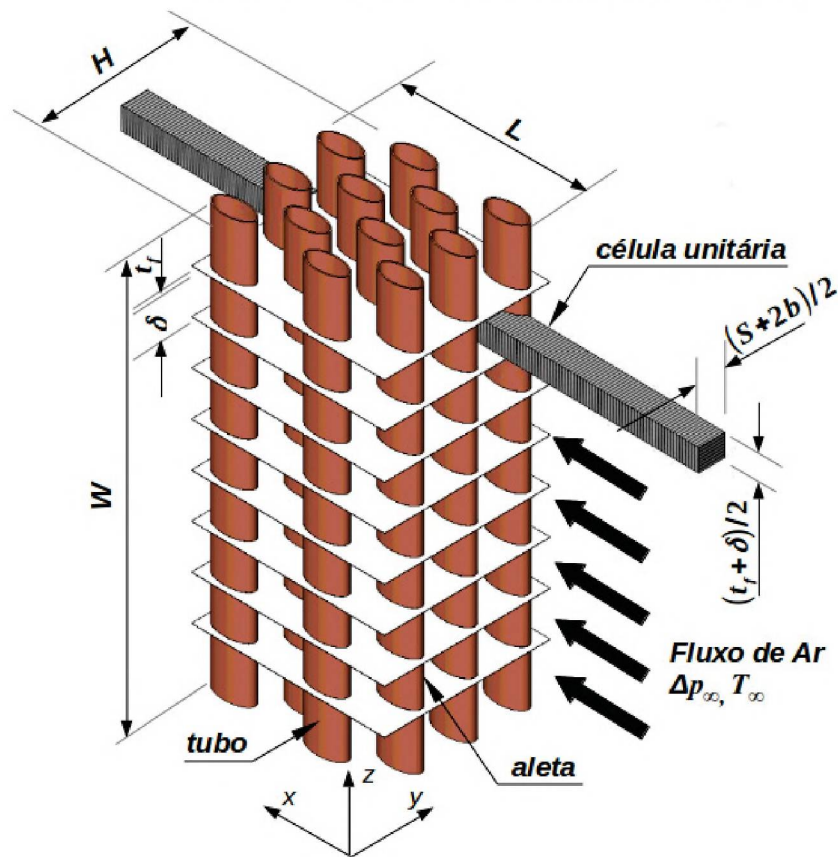
3.1 MODELO MATEMÁTICO

Esta etapa é uma sequência natural dos trabalhos de MATOS (2003) e MAINARDES (2007). Nesses trabalhos foi realizada a otimização da transferência de calor em trocadores de calor de tubos circulares e elípticos não aletados, em duas dimensões e regime laminar, experimental de tubos aletados, numérica e experimental em regime laminar de tubos aletados, e experimental em regime turbulento. Além disso, também foi estudada a minimização da perda de carga em arranjos de tubos circulares e elípticos, tendo concluído que a arquitetura ótima desses arranjos é aproximadamente a mesma para os dois objetivos, i.e., máxima transferência de calor e mínima perda de carga.

3.1.1 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

A etapa compreenderá o desenvolvimento de um modelo matemático para o regime turbulento do escoamento externo aos tubos elípticos aletados governados por uma diferença de pressão, Δp , que se mantém ao longo do domínio. O método de volumes finitos será utilizado para discretizar as equações governantes do escoamento e da transferência de calor utilizando o software OpenFOAM. A simulação numérica do arranjo de tubos será conduzida para o domínio computacional representado pela célula unitária da Fig. 1, aproveitando as simetrias presentes na geometria do sistema.

FIGURA 1 – ARRANJO DE TUBOS ALETADOS 3D

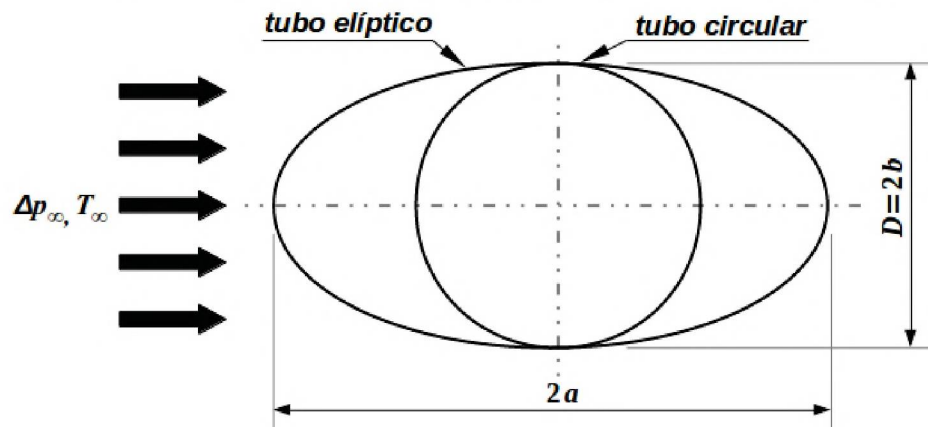


FONTE: o autor (2017).

O modelo consiste em um escoamento forçado de ar que passa através de um conjunto de tubos elípticos ou circulares aletados. Os tubos são montados em volume (LHW), onde L é a dimensão do volume na direção do escoamento, a altura é H e W comprimento dos tubos. Os tubos têm dimensão $2a$ e $2b$ para a geometria elíptica e diâmetro $2b$ para a geometria circular Fig. 2.

Para o estabelecimento de uma base comparativa entre tubos de seção circular e elíptica adotou-se o critério de se manter a seção dos tubos na direção do escoamento, ou seja, o diâmetro do tubo circular igual a duas vezes o semi-eixo menor do tubo elíptico, critério este já utilizado por outros pesquisadores em análises térmicas e de fluidodinâmica (BORDALO e SABOYA, 1999; ROCHA *et al.*, 1997; MATOS *et al.*, 2001; SABOYA e SABOYA, 2001) conforme ilustra a Fig. 2.

FIGURA 2 – DISPOSIÇÃO DOS TUBOS CIRCULAR E ELÍPTICO.



FONTE: o autor (2017).

Desta maneira, todos os arranjos sob comparação tiveram a mesma área de obstrução ao escoamento livre. Uma alternativa seria a utilização de um critério de mesma área de troca de calor nos tubos (ou mesma quantidade de material de tubos), i.e., fazer com que a seção circular e a elíptica tivessem o mesmo perímetro para que os arranjos fossem comparados. Porém, este critério faz com que os escoamentos tenham diferentes seções mínimas de escoamento.

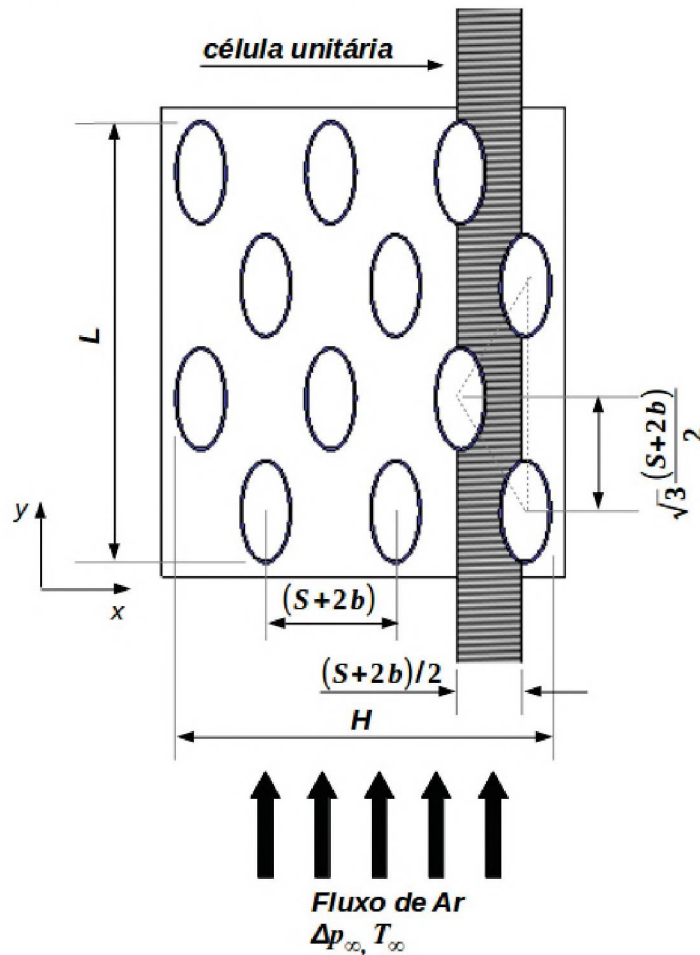
No entanto, a razão mais importante para a adoção do presente critério é a noção prática de que o que se pretende obter é a máxima transferência de calor por unidade de volume e perda de carga equivalente nos arranjos testados. Portanto, para uma determinada restrição de volume, i.e., espaço disponível, deseja-se saber qual a configuração geométrica de tubos que proporciona a máxima transferência de calor (MATOS, 2003).

Do ponto de vista construtivo, um tubo circular pode ser substituído por um tubo elíptico que tenha seu eixo menor igual ao diâmetro do tubo (MATOS, 2003). Isto implica que o eixo maior do tubo elíptico pode ser maior que o do tubo circular e, em consequência, mais material deve ser utilizado nos tubos. Em contrapartida, menos material é utilizado nas aletas. Desta maneira, os arranjos em comparação, se equivalem em material utilizado para sua construção, e também em características de escoamento, o que implica em perdas de carga equivalentes, uma vez que têm a mesma área de obstrução ao escoamento livre. Espera-se dessa forma, com o presente critério, identificar os ganhos a serem obtidos, o mais

isoladamente possível, do ponto de vista de transferência de calor, do arranjo de tubos elípticos aletados em relação ao arranjo de tubos circulares aletados.

O modelo para estudo do espaçamento entre tubos emprega a distribuição triangular equilátera nas direções x e y . Na direção do escoamento de ar (y) foi utilizada essa distribuição apenas para a relação $S/2b = 1,5$ que preencheu uniformemente o volume fixo e para as demais relações adotou-se a distribuição alternada, variando-se somente a altura do canal elementar $(S + 2b)/2$ conforme a Fig. 3. Essa estratégia foi mantida para comparar com trabalhos da literatura, (STANESCU *et al.*, 1996; MATOS *et al.*, 2004b; MAINARDES, 2007). O parâmetro de controle e otimização é o espaçamento adimensional entre tubos $S/2b$ que foi avaliado para os seguintes valores: 0,1; 0,25; 0,5; 1,5 e 3,5.

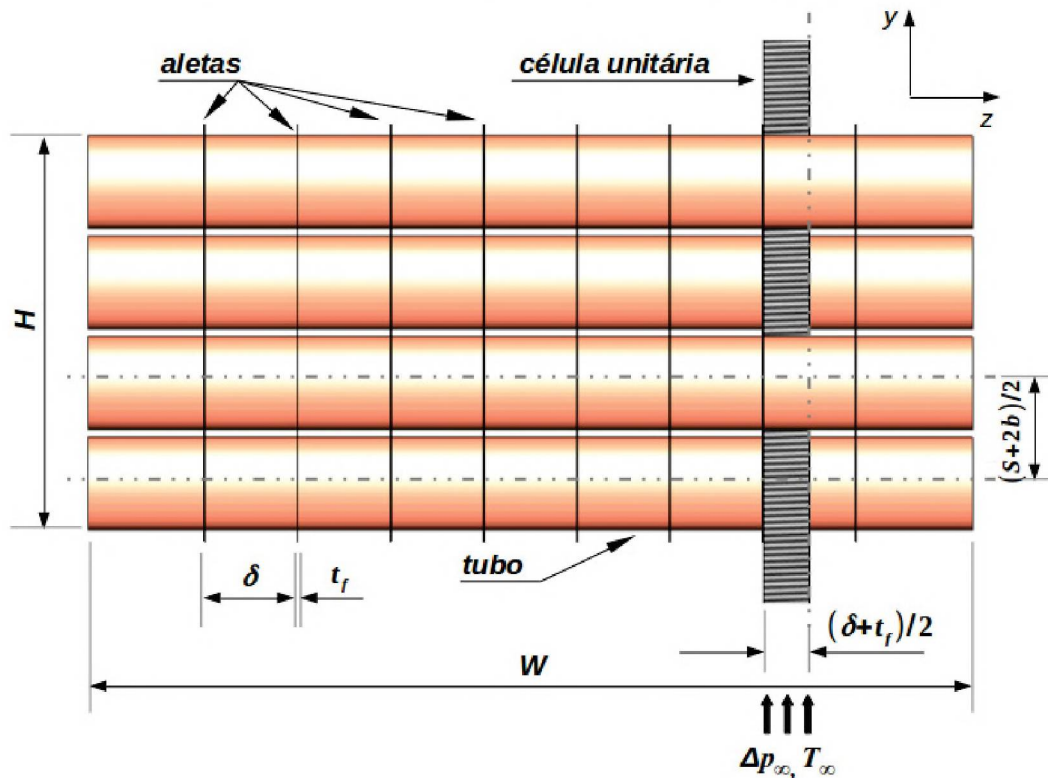
FIGURA 3 – VISTA LATERAL DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS



FONTE: o autor (2017).

O modelo também avalia o espaçamento entre aletas que são definidas como idênticas, planas e isotérmicas, onde t_f é a espessura e δ é a distância entre elas, conforme Fig. 4. Para um modelo de trocador de calor tubo aletado tridimensional com volume fixo LHW , os parâmetros geométricos: distância entre aletas, espaçamento entre tubos e a excentricidade entre tubos são fatores primordiais na otimização para máxima transferência de calor. O parâmetro de controle e otimização é a densidade de aleta adimensional Φ_f . A densidade de aletas é dependente da espessura e espaçamento ($\Phi_f = t_f / (t_f + \delta)$) e foi avaliado para os seguintes valores: 0,260; 0,094 e 0,006 que resultam respectivamente em: 8,7 aletas/cm (22 aleta/polegada), 3,1 aletas/cm (8 aleta/polegada) e 0,2 aletas/cm (0,5 aleta/polegada). Os espaçamentos entre aletas (aletas/polegada) utilizados nessa tese foram escolhidos em função dos padrões empregados na indústria de trocadores de calor.

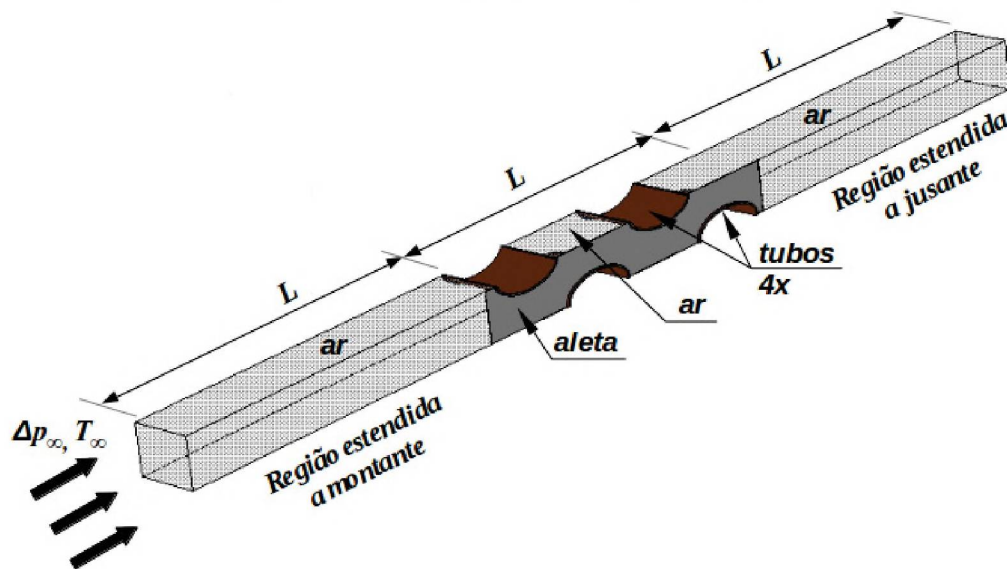
FIGURA 4 – VISTA FRONTAL DO ARRANJO DE TUBOS ALETADOS



FONTE: o autor (2017).

As simetrias presentes no problema permitem que o domínio da solução seja reduzido a uma célula unitária tridimensional, representado pelo volume elementar estendido $3L$ (Figs. 1, 3, 4 e 5). O dimensionamento do comprimento estendido foi determinado por meio de simulações e informações da literatura (MATOS, 2003). Conforme estudos de (FOWLER e BEJAN, 1994; MATOS, 2000 e 2003) o escoamento através de um banco de cilindros pode ser simulado precisamente pelo cálculo do escoamento através de um canal elementar em regime laminar e nesse presente trabalho o estudo é estendido para o regime turbulento, tal como está ilustrado na Fig. 5. Portanto, devido às simetrias existentes não há troca de fluido e nem transferência de calor entre os canais adjacentes, para o topo, para os lados, e para baixo, e também não há transferência de calor através do plano médio das aletas planas.

FIGURA 5 – CANAL ELEMENTAR TRIDIMENSIONAL 3D



FONTE: o autor (2017).

3.1.2 EQUAÇÕES DE BALANÇO E PRINCÍPIOS FÍSICOS

As equações governantes básicas de um escoamento de fluidos são compostas pelas equações da continuidade (1), da quantidade de movimento (2) e da energia (3). Partindo dessas equações básicas e aplicando as hipóteses

simplificadores: convecção forçada, fluido Newtoniano, escoamento incompressível, regime permanente, propriedades constantes do fluido, resultam nas equações apresentadas a seguir.

Equação da Continuidade:

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (1)$$

onde: $\mathbf{V} = u_i \vec{i} + v_j \vec{j} + w_k \vec{k}$

Navier-Stokes:

$$\frac{D\mathbf{V}}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla g + \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (2)$$

Equação da Energia:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k_f \nabla^2 T + \Phi \quad (3)$$

onde: $\Phi = \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ é a função dissipação viscosa.

3.1.3 MODELOS DE TURBULÊNCIA PARA AS EQUAÇÕES MÉDIAS DE REYNOLDS (RANS)

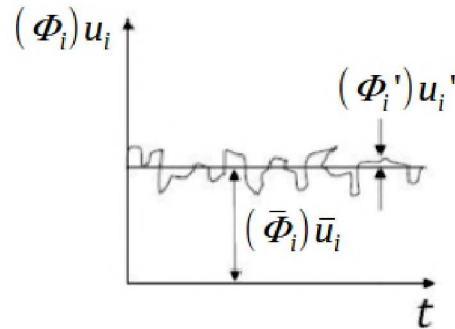
Segundo Reynolds, a velocidade instantânea em um escoamento turbulento pode ser decomposta em duas componentes: uma componente média \bar{u}_i e uma componente de flutuação u'_i , onde $i = 1, 2, 3$, conforme exemplifica a Fig. 6.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (4)$$

Generalizando para qualquer quantidade ou componente de velocidade, pressão, temperatura, energia ou concentração:

$$\Phi_i = \bar{\Phi}_i + \Phi'_i \quad (5)$$

FIGURA 6 – REPRESENTAÇÃO DE UM ESCOAMENTO TURBULENTO



FONTE: o autor (2017).

Considerando a equação da continuidade, Eq. 1 e substituindo u , v e w da Eq. 4 para valores médios no tempo, obtém-se uma nova equação da continuidade, Eq. 6, que é satisfatória para as velocidades médias:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

Então, substituindo a Eq. 6 com os valores médios no tempo pelas velocidades flutuantes, satisfaz-se a outra equação da continuidade, Eq. 7.

$$\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

As Eqs. 6 e 7 resultam em duas distintas equações da continuidade para o termo de velocidade média e de velocidade de flutuação.

Utilizando o mesmo procedimento descrito acima para a Eq. 2 de Navier-Stokes obtém-se a Eq. 8 para as propriedades turbulentas. As Eqs. 6, 7 e 8, são chamadas de equações *RANS* (“*Reynolds Average Navier-Stokes*”).

$$\rho \frac{D\bar{\mathbf{V}}}{Dt} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_j}) = \rho g - \nabla \bar{p} + \mu \nabla^2 \bar{\mathbf{V}} \quad (8)$$

As equações *RANS* apresentam as variáveis dependentes como médias e não como valores instantâneos. Da Eq. 8 surge um novo termo, $\overline{u'_i u'_j}$, chamado de

tensões de Reynolds que representa a influência das flutuações turbulentas no escoamento médio.

O modelo de turbulência é baseado no conceito de viscosidade turbulenta, que emprega a hipótese de Boussinesq para relacionar as tensões de Reynolds com os gradientes médios de velocidade, e o coeficiente de proporcionalidade é chamado de viscosidade turbulenta, ν_t (Menter, 1994; Rezende, 2009). A viscosidade turbulenta é uma função do escoamento, ao contrário da viscosidade molecular, que é uma propriedade do fluido.

$$\overline{u'_i u'_j} = \tau_{ij}^R = \underbrace{\nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right)}_{\text{tensões cisalhantes de Reynolds}} - \underbrace{\frac{2}{3} k \delta_{ij}}_{\text{tensões normais de Reynolds}} \quad (9)$$

onde: τ_{ij} é o tensor de Reynolds, k é a energia cinética turbulenta e δ_{ij} , é o delta de Kronecker.

A hipótese de Boussinesq apresentada na Eq. 9, não constitui um modelo de turbulência e sim um termo importante nos modelos propostos. Os mesmos determinarão o valor da viscosidade turbulenta em função dos valores calculados do escoamento médio. Essa aproximação apresenta como vantagem a redução no custo computacional e a determinação da viscosidade turbulenta e como desvantagem considerar a turbulência como isotrópica.

A nova equação da conservação de quantidade de movimento para regime turbulento baseada na viscosidade turbulenta é obtida na Eq. 10.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_j}) = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\bar{p}}{\rho_{ref}} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu_{ef} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] \right\} \quad (10)$$

onde: ν_{ef} é a viscosidade efetiva definida como:

$$\nu_{ef} = \nu + \nu_t \quad (11)$$

A equação da energia turbulenta é obtida considerando a média de tempo da equação da energia Eq. 3:

$$\rho c_p \frac{D\bar{T}}{Dt} = -\frac{\partial}{\partial x_i} (q_i) + \bar{\Phi} \quad (12)$$

onde: $\bar{\Phi}$ é o termo de dissipação total apresentado na Eq. 13 e q_i é o vetor fluxo de calor total Eq. 14.

$$\bar{\Phi} = \frac{\mu}{2} \overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)^2} \quad (13)$$

$$q_i = \underbrace{-k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i}}_{\text{Laminar}} + \underbrace{\rho c_p \overline{u'_i T'}}_{\text{Turbulento}} \quad (14)$$

Os modelos de turbulência podem ser classificados em função do número de equações de transporte utilizados para definição do tensor de Reynolds. Entre os modelos mais utilizados se destacam o modelo de Spalart-Allmaras para uma expressão algébrica e os modelos $k-\epsilon$, $RNG\ k-\epsilon$, $Realizable\ k-\epsilon$, $k-\omega$ e $SST\ k-\omega$ (SST – “*Shear Stress Transport*”) que utilizam duas equações de transporte para determinar as escalas de velocidade e de comprimento.

O projeto foi desenvolvido utilizando dois modelos de duas equações. No início o modelo $k-\epsilon$ foi empregado para validação da solução em um problema simples de um cilindro aquecido submetido a convecção forçada. O mesmo problema foi posteriormente resolvido como o modelo $SST\ k-\omega$ com resultados mais precisos.

3.1.4 MODELO DE TURBULÊNCIA $k-\epsilon$

Nos cálculos práticos da dinâmica dos fluidos, os modelos de turbulência de duas equações são os mais comuns. Dois tipos principais são os modelos k -epsilon e k -omega. Esses modelos incluem duas equações de transporte extra para

representar as propriedades de turbulência, onde a primeira variável determina a energia cinética turbulenta e a segunda variável determina a escala da turbulência tanto no comprimento quanto no tempo e depende do tipo de modelo utilizado podendo ser a dissipação turbulenta, k , ou a dissipação específica, ω .

O modelo $k-\epsilon$ é um dos modelos de turbulência mais comuns, embora não seja bom para casos de grandes gradientes de pressão adversa. O modelo $k-\epsilon$ empregado nesse trabalho e utilizado pelo código OpenFOAM apresenta pequenas alterações em relação ao modelo tradicional. As duas equações de transporte do modelo $k-\epsilon$ são as Eqs. 15 e 16, respectivamente.

$$\frac{D}{Dt}(\rho k) = \nabla \cdot (\rho D_k \nabla k) + G_k - \frac{2}{3} \rho k (\nabla \cdot u) - \rho \epsilon + S_k \quad (15)$$

$$\frac{D}{Dt}(\rho \epsilon) = \nabla \cdot (\rho D_\epsilon \nabla \epsilon) + \frac{C_1 G_k \epsilon}{k} - \left(\frac{2}{3} C_1 + C_{3,RDT} \right) \rho k (\nabla \cdot u) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (16)$$

onde: k é a energia cinética da turbulência. C_1 e C_2 são constantes do modelo. G_k representa a produção da energia cinética turbulenta, Eq. 17, e S_i é módulo do tensor deformação do escoamento definido na Eq. 33.

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (17)$$

As diferenças entre o modelo $k-\epsilon$ tradicional e o empregado na Eq. 16 são: o segundo termo do lado direito da equação incorpora a contribuição da Teoria de Distorção Rápida (*RDT* – “*Rapid Distortion Theory*”); não são considerados os efeitos de flutuação (“*buoyancy effects*”); e o coeficiente C_3 não é o mesmo do $C_{3,RDT}$. (Tabela 7).

TABELA 1 – COEFICIENTES DO MODELO ($k-\epsilon$)

Constante	($k-\epsilon$)
C_μ	0,09
C_1	1,44
C_2	1,92
$C_{3,RDT}$	-0,33
$\sigma_{k\phi}$	1
σ_ϵ	1,3

FONTE: OPENFOAM 2011

A viscosidade turbulenta para esse modelo é obtida pela equação:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (18)$$

Considerando turbulência isotrópica, a energia cinética turbulenta, k pode ser estimada conforme a Eq. 19:

$$k = \frac{3}{2} (I |u_{ref}|)^2 \quad (19)$$

onde: u_{ref} , é a velocidade de referência e I , é a intensidade da turbulência que é definida pela Eq. 20, e ou em função de aproximações apresentadas na literatura conforme Eq. 21 (ANSYS, 2009).

$$I \equiv \frac{\bar{u}'}{u} \equiv \frac{\sqrt{\frac{1}{3} (u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2)}}{\sqrt{(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2)}} \quad (20)$$

$$I = 0,16 \text{Re}_D^{-\frac{1}{8}} \quad (21)$$

A taxa de dissipação turbulenta pode ser determinada de acordo com a Eq.

22.

$$\epsilon = \frac{C_\mu^{0,75} k^{1,5}}{l} \quad (22)$$

onde: C_μ é uma constante igual a 0,09 e l , é a escala de comprimento turbulento que pode ser estimado em função de uma percentagem do comprimento característico do modelo ou conforme (ANSYS, 2009) pela Eq. 23.

$$l = 0,22 \cdot (4\%) \quad (23)$$

3.1.5 MODELO DE TURBULÊNCIA $k-\omega$

O modelo $k-\omega$ é outro modelo de turbulência amplamente utilizado. As duas variáveis de transporte incluídas neste modelo são a energia cinética turbulenta k e a dissipação específica ω . A viscosidade turbulenta é definida como:

$$v_t = \frac{k}{\omega} \quad (24)$$

E as duas equações de transporte são:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma^* v_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (25)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha_1 \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_{\omega 1} v_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (26)$$

Os coeficientes de fechamento e as relações auxiliares são apresentados na Tabela 2. Estes parâmetros são obtidos a partir de experimentos.

O modelo $k-\omega$ é desenvolvido para casos de baixo número de Reynolds e tem melhor precisão nas regiões próximas da parede em comparação com o modelo $k-\epsilon$. No entanto, o modelo é sensível a escoamentos recirculantes superestimando o tamanho das zonas de recirculação (SOARES, 2006).

TABELA 2 – COEFICIENTES DO MODELO ($k-\omega$)

Constante	($k-\omega$)
β_1	0,075
β^*	0,09
$\sigma_{\omega 1}$	0,5
σ^*	0,5
α_1	5/9

FONTE: OPENFOAM 2011

3.1.6 MODELO DE TURBULÊNCIA SST $k-\omega$

No modelo SST, a tensão turbulenta de Reynolds é modelada pela Eq. 9, sendo a viscosidade turbulenta obtida a partir da função da energia cinética turbulenta, k , e a taxa de dissipação específica da energia cinética turbulenta, ω . O modelo SST combina a formulação robusta e precisa do modelo $k-\omega$, próximo à parede com a independência do modelo $k-\epsilon$ na corrente livre.

As constantes empíricas do modelo (Tabela 2), são obtidas combinando as constantes dos modelos $k-\epsilon$ e $k-\omega$. Seja Φ uma constante do modelo SST e sejam Φ_1 e Φ_2 constantes dos modelos $k-\omega$ e $k-\epsilon$, respectivamente, as constantes Φ são calculadas usando a função de mistura entre as constantes $\Phi_1(k-\omega)$ e $\Phi_2(k-\epsilon)$

$$\begin{aligned} \Phi &= F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2 \\ SST_{modelo} &= F_1 (k-\omega)_{modelo} + (1 - F_1) (k-\epsilon)_{modelo} \end{aligned} \quad (27)$$

onde: F_1 é uma função de mistura. Portanto o modelo SST possui características do modelo $k-\epsilon$ para baixos Reynolds com uma maior sensibilidade.

A equação para a energia cinética da turbulência é a mesma utilizada no modelo $k-\epsilon$, Eq. 15, enquanto que a dissipação da energia cinética por energia cinética unitária, ω , é dada por:

$$\frac{D}{Dt}(\rho \omega) = \nabla \cdot (\rho D_\omega \nabla \omega) + \frac{\rho \gamma_\phi G}{\nu} - \frac{2}{3} \rho \gamma_\phi \omega (\nabla \cdot \mathbf{u}) - \rho \beta_\phi \omega^2 - \rho (F_1 - 1) C D_{k\omega} + S_\omega \quad (28)$$

O termo D_ω é parcela da difusão turbulenta e viscosa e as funções de mistura F_1 e F_2 para a viscosidade turbulenta do modelo SST são definidas como:

$$F_1 = \tanh \left(\left[\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta_\phi^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega, \phi} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right]^4 \right) \quad (29)$$

$$F_2 = \tanh \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta_\phi^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right)^2 \right] \quad (30)$$

onde: y^* é a distância da parede, β_ϕ^* e $\sigma_{\omega, \phi}$ são constantes empíricas e CD_ω é a parte positiva do termo de difusão cruzada, dada por:

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega, \phi} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right) \quad (31)$$

Nesse modelo a viscosidade turbulenta, ν_t , pode ser calculada conforme a Eq. 32.

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; S F_2)} \quad (32)$$

onde: a_1 é uma constante empírica igual a 0,31, e S é módulo do tensor deformação do escoamento médio S_{ij} .

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (33)$$

TABELA 3 – COEFICIENTES DO MODELO SST

Constante	$\Phi_1(k-\omega)$	$\Phi_2(k-\epsilon)$
β_ϕ^*	0,0900	0,0900
β_ϕ	0,0750	0,0828
γ_ϕ	0,5532	0,4403
$\sigma_{k, \phi}$	1,1760	1,0000
$\sigma_{\omega, \phi}$	2,0000	1,1680

FONTE: MENTER e ESCH (2001).

A energia cinética turbulenta, k no modelo SST é estimada pela Eq. 19, já apresenta no item 3.1.4.

A taxa de dissipação específica da energia cinética turbulenta, ω , pode ser estimada em função da Eq. 34.

$$\omega = \frac{k^{0,5}}{C_{\mu}^{0,25} l} \quad (34)$$

3.1.7 ESCOAMENTO EXTERNO EM ARRANJOS DE TUBOS

O estudo é baseado em escoamento externo tridimensional incompressível em regime turbulento governado por uma diferença de pressão Δp constante ao longo do domínio computacional caracterizado pelo canal elementar Fig. 5.

Os números de Reynolds, Re_D , e Prandtl, Pr , caracterizam a natureza do escoamento para um determinado fluido. (INCROPERA e DEWITT, 2003). O número de Reynolds, apresentado na Eq. 35, determina regime do escoamento (estabilidade) como laminar ou turbulento.

$$Re_D = \frac{u_{\infty}(2b)}{\nu} \quad (35)$$

O número de Prandtl é importante em problemas de transferência de calor por convecção por controlar a espessura relativa das camadas limite de velocidade (δ) e térmica (δ_t), e leva em conta o quociente entre a taxa de difusão viscosa, ν , e a taxa de difusão térmica, α :

$$Pr = \frac{\delta}{\delta_t} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (36)$$

Nos problemas com turbulência é utilizado um número de Prandtl turbulento, Pr_t , definido na Eq. 37 (KANG e IACCARINO, 2010). Na prática os números de

Prandtl laminar e turbulento são obtidos de tabelas experimentais em função do fluido de trabalho.

$$Pr_t = \frac{\nu_t}{\alpha_t} = \frac{(u'v') \frac{\partial T}{\partial y}}{(T'v') \frac{\partial u}{\partial y}} \quad (37)$$

Para escoamento em convecção forçada em trocadores de calor se destacam dois importantes parâmetros: a velocidade na entrada e a perda de carga devido à geometria. A Eq. 38 apresenta uma relação entre a diferença de pressão e a velocidade:

$$\Delta p_\infty \approx \frac{1}{2} \rho u_\infty^2 \quad (38)$$

No modelo numérico (OpenFOAM 2.4.0), para escoamento turbulento incompressível é utilizado o conceito de pressão normalizada conforme definido na Eq. 39:

$$p^* = \frac{p}{\rho} \quad (39)$$

3.1.8 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O problema físico em estudo é caracterizado como escoamento turbulento submetido à convecção forçada o que remete a diferentes modelos de solução. No presente trabalho adotaram-se dois parâmetros adimensionais para determinação da transferência de calor: o número de Nusselt médio, \overline{Nu}_D , Eq. 40, e a densidade de transferência de calor adimensional por volume ocupado, \tilde{q} , Eq. 65, que é a figura de mérito do problema e será utilizada como função objetivo no processo de otimização.

No cálculo do Nusselt é utilizado o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, \bar{h} , que é obtido numericamente e os outros parâmetros são o comprimento característico, D , e a condutividade térmica do fluido k_f .

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k_f} \quad (40)$$

Como o sistema se trata de um feixe de tubos aletados, também realizou-se um estudo comparativo entre o Nusselt numérico e algumas correlações importantes da literatura.

3.2 MÉTODO NUMÉRICO

Para se alcançar a solução numérica de um problema, suas leis governantes devem ser expressas matematicamente. Assim, no âmbito da transferência de calor por convecção, os métodos tradicionais para a solução numérica das equações diferenciais são os Métodos de Diferenças Finitas (FDM), de Elementos Finitos (FEM) e Volumes Finitos (FVM). Suas principais diferenças estão na maneira como as variáveis de interesse são aproximadas e o processo de discretização. Nesses métodos, após a discretização, é realizada a solução algébrica das equações do problema (MALISKA, 1995).

Os códigos desenvolvidos para solucionar esses processos físicos e/ou físico-químicos envolvendo escoamento são denominados, CFD, “Computational Fluid Dynamics”. Nos códigos CFD existem três elementos principais: pré-processamento, solução das equações e pós-processamento. (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

3.2.1 PRÉ-PROCESSAMENTO

Nessa etapa é definida a geometria de interesse com o domínio físico computacional proposto, bem como é gerada a malha para o processo de discretização. A geometria, a malha e as condições de contorno foram desenvolvidas no pacote GMSH (GEUZAINÉ e REMACLE, 2009).

Os parâmetros são gerados a partir de um arquivo dicionário com extensão .geo, que interpreta os dados e gera a malha (extensão .msh). Posteriormente esse arquivo é convertido em um formato que pode ser interpretado pelo OpenFOAM. Os arquivos das malhas estão apresentados no APÊNDICE A.

A qualidade da malha desempenha um papel importante quando se trata de precisão, estabilidade e eficiência da solução. Geralmente, a malha é dividida em duas categorias: estruturadas e não estruturadas. As estruturadas são geradas em um arranjo regular e adequado formado por quadriláteros (2D) ou hexaedros para domínios 3D. As não estruturadas são construídas irregularmente e os elementos são distribuídos arbitrariamente através do domínio computacional utilizando elementos quadriláteros e triangulares (2D) ou prismas, tetraedros, hexaedros ou poliedros para geometrias 3D. (MEHDIPOUR, 2013).

Gerasimov (2006) descreve que a maior parte do tempo gasto em um projeto de Computação de Dinâmica de Fluidos (CFD) na indústria geralmente é dedicado a gerar com sucesso uma malha para a geometria do domínio, que permite um comprometimento entre a precisão desejada e o custo da solução. Esse processo demorado é considerado um estrangulamento no processo de análise. O procedimento preferido para determinar a malha mais precisa é realizar testes em diferentes tamanhos de malha e configurações até a solução numérica convergir, no que é denominado teste de independência de grade. Evidentemente, isso exige muito tempo e esforço computacional. Os escoamentos turbulentos são significativamente afetados pela presença de paredes, onde as regiões afetadas pela viscosidade apresentam gradientes nas variáveis da solução e a apresentação precisa da região da parede próxima determina a previsão bem-sucedida da parede limitada por escoamentos turbulentos. Isso auxilia na seleção do tratamento de parede mais adequado (funções de parede ou modelagem de parede próxima) e o modelo de turbulência correspondente com base na parede y^+ .

3.2.2 QUALIDADE OU INDEPENDÊNCIA DE MALHA

Para avaliar a qualidade de malha, utilizam-se dois critérios para comparação. O primeiro critério para análise da qualidade de malha é o método GCI (do inglês “Grid Convergence Index”), desenvolvido por Roache, 1994, que utiliza

uma comparação de dados de um conjunto de malhas para determinar a independência das malhas. Este método considera o espaçamento médio dos nós de cada malha para comparar e atribuir um erro ao valor de uma variável escolhida da simulação. Neste trabalho, é utilizada a transferência de calor total do canal elementar, \tilde{q} , como parâmetro de refinamento da malha.

$$\varepsilon = \frac{|\tilde{q}_j - \tilde{q}_{j-1}|}{|\tilde{q}_j|} \leq 0,01 \quad (41)$$

onde j é o índice de refinamento da malha; quando j aumenta a malha é mais refinada. Quando o critério é satisfeito, a malha $j-1$ é selecionada como a malha convergida.

O segundo método utiliza o parâmetro y^+ , cuja definição pode ser vista no item 3.2.3, que diz respeito ao refinamento da malha nas regiões próximas às superfícies. Ele mede a resolução da malha na região próxima às paredes. Caso a malha seja pouco refinada nessa região, e o valor resultante de y^+ for grande, o modelo de turbulência utilizado pode introduzir erros ao cálculo e resultar em problemas de convergência e resultados errôneos. Para o modelo de turbulência utilizado, $k-\omega$ SST, é ideal que os valores de y^+ nas paredes estejam abaixo de 10. (SALIM, *et al.*, 2009). O cálculo do y^+ pode ser realizado durante e após as simulações utilizando uma função de pós-processamento do OpenFOAM chamada “yPlus”. Essa função determina o parâmetro y^+ mínimo, médio e máximo a cada interação de tempo para as regiões que contêm paredes.

3.2.3 FUNÇÕES DE PAREDE

No escoamento turbulento a camada limite apresenta dificuldades de solução comparado a região de escoamento livre de cisalhamento. Essa condição se deve a maiores gradientes de velocidade e de energia cinética turbulenta na região de parede. Para esses tipos de escoamentos a camada limite é dividida em regiões internas e externas. Mais especificamente, em subcamadas diferentes:

- a subcamada viscosa, $y^+ \leq 5$: esta é a região muito próxima da parede e presume-se que a camada limite é linear; (WHITE, 2006).
- a subcamada amortecida ou região de mistura, $5 \leq y^+ \leq 30$: é uma região onde o perfil não é linear nem logarítmico, mas sim uma fusão suave entre os dois; (WHITE, 2006).
- a subcamada turbulenta (log), $y^+ \geq 30$: é aplicada lei logarítmica da parede. (WHITE, 2006).

Na descrição acima, y^+ é a distância adimensional da parede, y^* é a distância da parede, ν é a viscosidade cinemática e u^* , é a velocidade de fricção da parede (velocidade de atrito). (MEHDIPOUR, 2013; HEDLUND, 2014):

$$y^+ = \frac{y^* u^*}{\nu} \quad (42)$$

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (43)$$

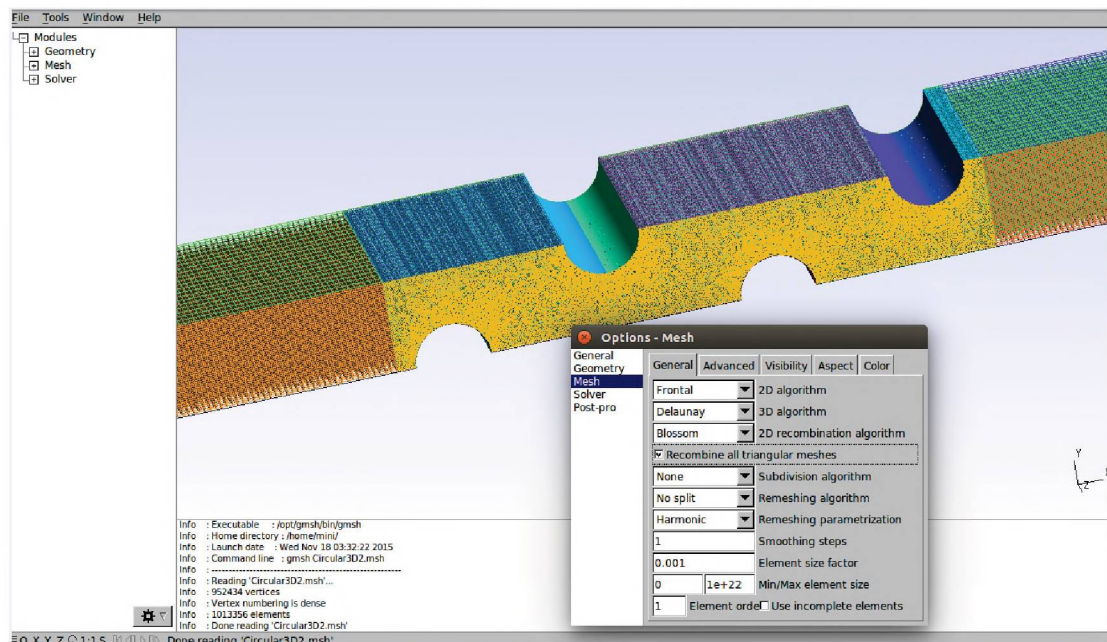
Na prática, existem duas abordagens para modelar a região próxima a parede: resolvendo a subcamada viscosa ou usando funções de parede. Para a primeira estratégia utiliza-se uma malha mais refinada próximo à parede para resolver com precisão os gradientes o que pode elevar o custo computacional. A segunda abordagem utiliza modelos semiempíricos para calcular a região afetada entre a parede e uma subcamada completamente turbulenta. Cada parâmetro turbulento tem sua própria função de parede que é derivada da lei da parede que afirma que a média da velocidade em certo ponto é proporcional ao logaritmo da distância desse ponto para a parede. (MEHDIPOUR, 2013);

Nas simulações industriais, as funções da parede são amplamente utilizadas em função da estabilidade numérica, robustez e precisão dos resultados aliado a uma maior economia de recursos de computação.

3.2.4 MALHA TRIDIMENSIONAL

Foram geradas diferentes malhas bidimensionais e tridimensionais no canal elementar (domínio do problema). A dimensão desse domínio é “L” e no domínio estendido, ou seja, a jusante e a montante dos tubos foi adotado mais uma dimensão “L” para cada lado totalizando o domínio computacional de “3L”. Nessa primeira avaliação adotou-se esse domínio em referência a MATOS (2003) e os resultados preliminares comprovam a escolha.

FIGURA 7 – MODELO DA MALHA TRIDIMENSIONAL.

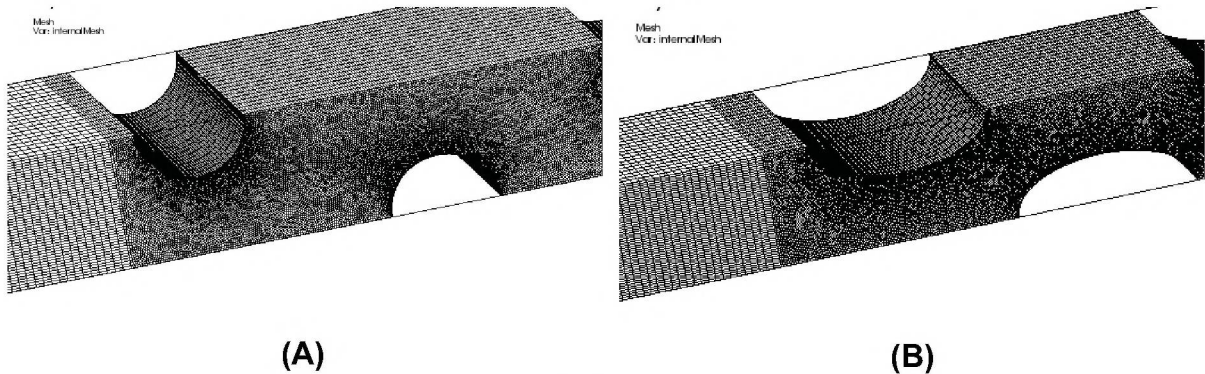


FONTE: o autor (2016).

A malha gerada apresentou 1.012.356 elementos.

Na Fig. 8 são mostradas algumas imagens geradas pelas primeiras simulações em arranjos tridimensionais com tubos circulares e elípticos.

FIGURA 8 – MALHA TRIDIMENSIONAL PARA ARRANJO COM TUBOS CIRCULARES (A) E ELÍPTICOS (B)



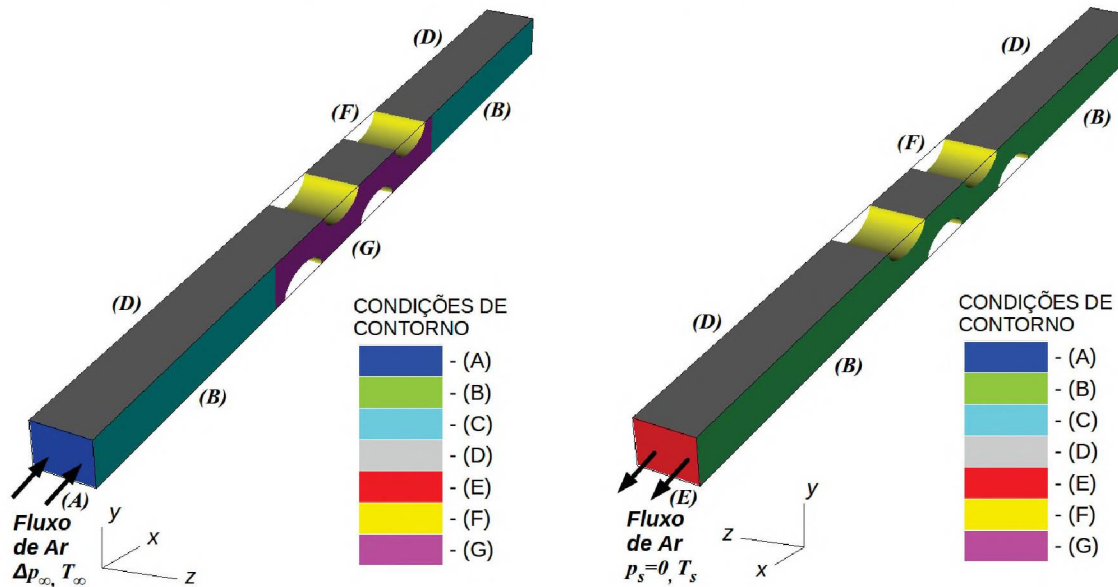
FONTE: o autor (2017).

3.2.5 SOLUÇÃO E CONDIÇÕES DE CONTORNO DO DOMÍNIO COMPUTACIONAL


Para solução do problema foi utilizado um código computacional chamado OpenFOAM, “Open Source Field Operation and Manipulation” que é uma biblioteca desenvolvida em linguagem C++ pela OpenCFD.ltd sob licença GNU (Licença Pública Geral), ou seja, é distribuído gratuitamente com fonte aberta. Maiores detalhes podem ser avaliados no APÊNDICE A.



Na Fig. 9 são apresentadas as condições de contorno do problema, isto é, temperatura prescrita nos tubos, pressão prescrita na entrada, nenhuma penetração nas interfaces de canal para canal e célula para célula, e condição de não deslizamento nas superfícies sólidas.


FIGURA 9 – CONDIÇÕES DE CONTORNO EM 3 DIMENSÕES DO DOMÍNIO COMPUTACIONAL



FONTE: o autor (2017).


	(A)	$p_{\infty} = 2000 \text{ Pa} ; T_{\infty} = 300 \text{ K}$	(44)
--	-----	---	------

	(B) e	$v = w = 0 ; \frac{\partial u}{\partial Z} = \frac{\partial T}{\partial Z} = 0$	(45)
	(C)		

	(D)	$v = w = 0 ; \frac{\partial u}{\partial Y} = \frac{\partial T}{\partial Y} = 0$	(46)
---	-----	---	------

	(E)	$p_s = 0 \text{ Pa} ; \frac{\partial T}{\partial X} = 0$	(47)
---	-----	--	------

	(F)	$u = v = w = 0 ; T_w = 310 \text{ K}$	(48)
---	-----	---------------------------------------	------

	(G)	$u = v = w = 0 ; \frac{\partial T}{\partial Z} = 0$	(49)
---	-----	---	------

3.2.6 CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA ESCOAMENTO INCOMPRESSÍVEL

O escoamento utilizado neste estudo foi tridimensional, incompressível em convecção forçada e regime turbulento. Para essa aplicação foi utilizado o código (solver), buoyantBoussinesqPimpleFoam que faz parte do pacote OpenFOAM na

versão 2.4.0. A estrutura típica do código é dividida em diferentes subdomínios. No subdiretório de tempo **(0)** são definidas as condições iniciais e de contorno. O subdiretório **(constant)** fornece informações sobre a malha e modelo de turbulência empregado. O subdiretório **(system)** apresenta os parâmetros do método numérico e da solução.

O código resolve os problemas turbulentos em regime transiente em função da necessidade de maior estabilidade na solução a cada interação. O controle do tempo e a precisão dos resultados utiliza o número de Courant (Co), Eq. 50, um parâmetro adimensional que é utilizado para controlar: o passo de tempo utilizado na simulação e o tamanho da malha, (Δx), determinando se os passos de tempo, (Δt), foram escolhidos ou calculados corretamente. (OPENFOAM 2011; SOUZA, 2011). Este fator é de fundamental importância para escoamentos transientes. O número de Courant é a condição necessária para manter a estabilidade numérica na resolução de equações diferenciais parciais, assumindo a relação entre tamanho de malha e os erros no método numérico. (FIATES, 2015). No OpenFOAM esta condição é usada para limitar o passo de tempo, de forma a manter a estabilidade do algoritmo “PIMPLE”

$$Co = \frac{u \Delta t}{\Delta x} \quad (50)$$

Apesar da solução ser transiente os resultados utilizados no presente trabalho são obtidos por meio de média após a estabilização, ou seja, em regime permanente.

3.2.7 SIMULAÇÃO EM PARALELO

Para resolver problemas em CFD em regime turbulento com geometrias complexas é necessário utilizar um grande número de elementos resultando em baixas velocidades de simulação. Portanto, a computação paralela é uma escolha apropriada para lidar com este problema. Na simulação em paralelo o tempo por iteração é reduzido com o aumento do número de processadores. A eficiência do desempenho em paralelo é dependente da malha e dos processadores.

(MEHDIPOUR, 2013). Nesta tese, todas as simulações foram realizadas em paralelo, utilizando no mínimo 4 e no máximo 12 processadores (core) em conjunto dependendo do tamanho da malha e da disponibilidade das estações do laboratório.

As simulações numéricas foram realizadas em grande parte utilizando as estações de trabalho do Labsin (Laboratório de Simulação Numérica) da FURG (Universidade Federal do Rio Grande). Os detalhes das estações de trabalho estão na descritas na Tabela 4.

TABELA 4 – Estações de trabalho LABSIN

Estação de Trabalho	Nº de Processadores "core"	Configuração
labsin 02	8	Workstation HP Z210 Xeon E3-1240 Memória RAM: 8GB.
labsin 03	8	
labsin 07	8	
labsin 21	4	Workstations HP i3, Memória RAM: 8GB.
labsin 23	4	
labsin 24	12	Processador Core i7 5930K CPU: 3.50GHz Memória RAM: 16 GB.
labsin 25	12	
labsin 26	12	Processador Core I7 6800K CPU: 3.40GHz Memória RAM: 16 GB.

FONTE: o autor (2017).

3.2.8 PÓS-PROCESSAMENTO

É o processo para examinar e analisar as soluções sob a forma de contornos de superfície 3D / 2D, gráficos e tabelas.

O pós-processamento é um passo importante para tirar conclusões corretas da modelagem. Todos os resultados obtidos nessa tese foram coletados após um pós-processamento diretamente no pacote OpenFOAM e também utilizando o software livre VISIT 2.12.2. desenvolvido pelo DOE (Department of Energy), (HANK CHILDS *et al.* 2012), para visualizar e analisar resultados de simulações. O VISIT apresenta recursos que permitem personalizar escalas, imagens, animações, etc.

3.3 AJUSTE E VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Para validar o modelo numérico foram realizadas simulações com diferentes escoamentos em regime laminar e turbulento em diferentes arranjos com um tubo e com feixe de tubos.

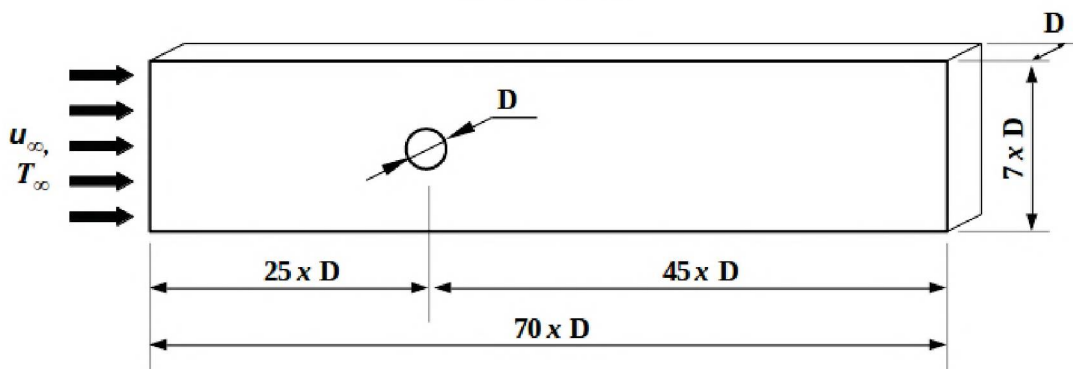
3.3.1 SOLUÇÃO PARA UM TUBO EM REGIME LAMINAR

O escoamento em torno de um cilindro é um problema clássico na mecânica de fluidos. Tem potencial relevância para um grande número de aplicações práticas, tais como submarinos, pontes, tubulações, e trocadores de calor (RAHMAN, *et al.* 2007).

O modelo em análise neste estudo é mostrado na Fig. 10. O fluido foi assumido como sendo ar a $T_{\infty} = 300 K$, com massa específica de $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ e a viscosidade $\mu = 1,80e-5 \text{ [N.s/m}^2]$. O diâmetro do cilindro foi assumido como sendo $D = 0,1 \text{ m}$ com temperatura na superfície $T_w = 320 K$. A simulação foi realizada em regime laminar com $Re_D = 100$ e $Pr = 0,71$.

O domínio computacional é formado por 70 vezes o diâmetro (D) do cilindro na direção do escoamento e 7 vezes o diâmetro (D) na direção perpendicular ao escoamento com uma espessura igual ao diâmetro, D .

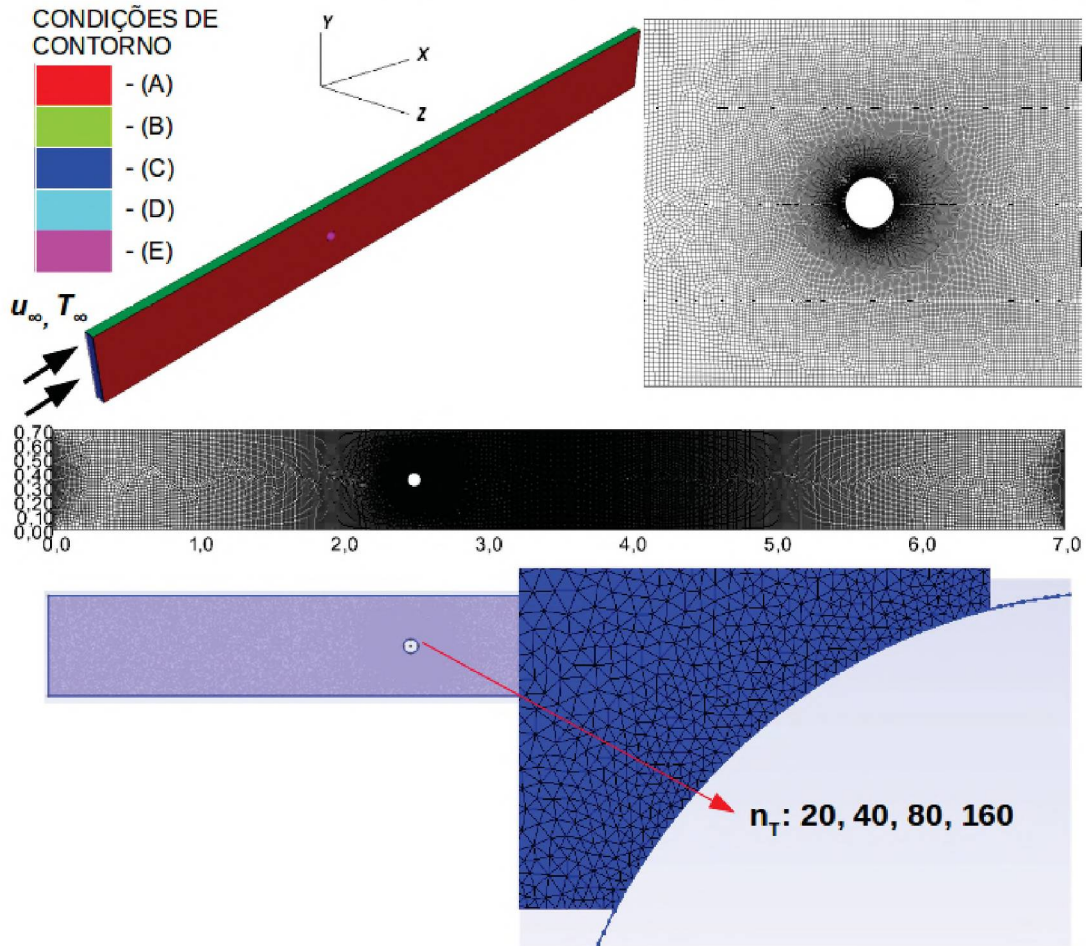
FIGURA 10 – DOMÍNIO COMPUTACIONAL – ESCOAMENTO LAMINAR EM TORNO DE UM CILINDRO.








FONTE: o autor (2017).

Na Fig. 11 são mostradas as condições de contorno e a malha utilizada.

FIGURA 11 – MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO – ESCOAMENTO LAMINAR.



FONTE: o autor (2017).

- | | | | |
|---|-----|---|------|
|  | (A) | Simplificação para o caso 2D. | |
|  | (B) | Simetria: $v=w=0$; $\frac{\partial u}{\partial Y}=\frac{\partial T}{\partial Y}=0$ | (51) |
|  | (C) | Entrada: $U_{\infty}=0,015\text{ m/s}$; $T_{\infty}=300\text{ K}$ | (52) |
|  | (D) | Saída: $p=0\text{ Pa}$; $\frac{\partial T}{\partial X}=0$ | (53) |
|  | (E) | Cilindro: $u=v=w=0$; $T_w=320\text{ K}$ | (54) |

Os resultados numéricos foram comparados com os resultados obtidos pela equação empírica de Hilpert (Eq. 55) (INCROPERA e DEWITT, 2003) e mostrado na Tab. 5.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k_f} = C Re_D^m Pr^{1/3} \quad (55)$$

TABELA 5 – CONSTANTES DA EQ. 55 PARA CILINDRO CIRCULAR EM CORRENTE CRUZADA

Re_D	C	m	\overline{Nu}_D
40 - 4000	0,683	0,466	5,21

FONTE: INCROPERA e DEWITT (2003).

O parâmetro de controle para refinamento da malha foi o número de divisões em torno do cilindro (n_τ) (Fig. 11). O teste de independência de malha foi executado para diferentes divisões (n_τ) buscando a dimensão ótima em função do número de Nusselt calculado. Detalhes da malha são apresentados no APÊNDICE A.

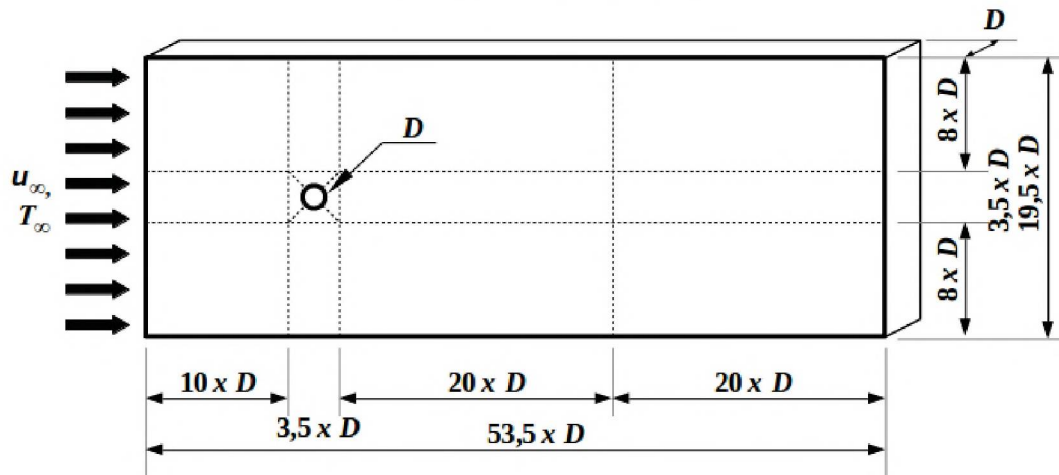
3.3.2 SOLUÇÃO PARA UM TUBO EM REGIME TURBULENTO

O problema de escoamento turbulento em torno de um cilindro aquecido apresenta diferenças em relação ao estudo apresentado no item 5.1. Basicamente foi alterado o domínio computacional, a geometria da malha e os parâmetros de solução do problema. Para esse estudo foram avaliados dois modelos distintos de turbulência, $k-\epsilon$ e $SST k-\omega$.

O modelo em análise é apresentado na Fig. 12 com as devidas alterações em seu domínio. As propriedades do fluido foram adequadas ao novo regime com as mesmas temperaturas de entrada e na superfície do cilindro. A simulação foi realizada em regime turbulento com $Re_D=20000$ e $Pr_\tau=0,9$.

O domínio computacional é formado por 53,5 vezes o diâmetro (D) do cilindro na direção do escoamento e 19,5 vezes o diâmetro (D) na direção perpendicular ao escoamento com uma espessura igual ao diâmetro, D .

FIGURA 12 – DOMÍNIO COMPUTACIONAL – ESCOAMENTO TURBULENTO EM TORNO DE UM CILINDRO AQUECIDO.



FONTE: o autor (2017).

Para esse estudo foi avaliado o parâmetro “*Esize*”, que é definido como o tamanho da aresta da célula da malha (PEDROTTI, 2015). Essa dimensão é utilizada na composição do algoritmo responsável pela malha gerada no aplicativo Gmsh. Detalhes da malha são apresentados no APÊNDICE A. O teste de independência de malha foi executado para diferentes “*Esize*” buscando a dimensão ótima em função do número de Nusselt calculado.

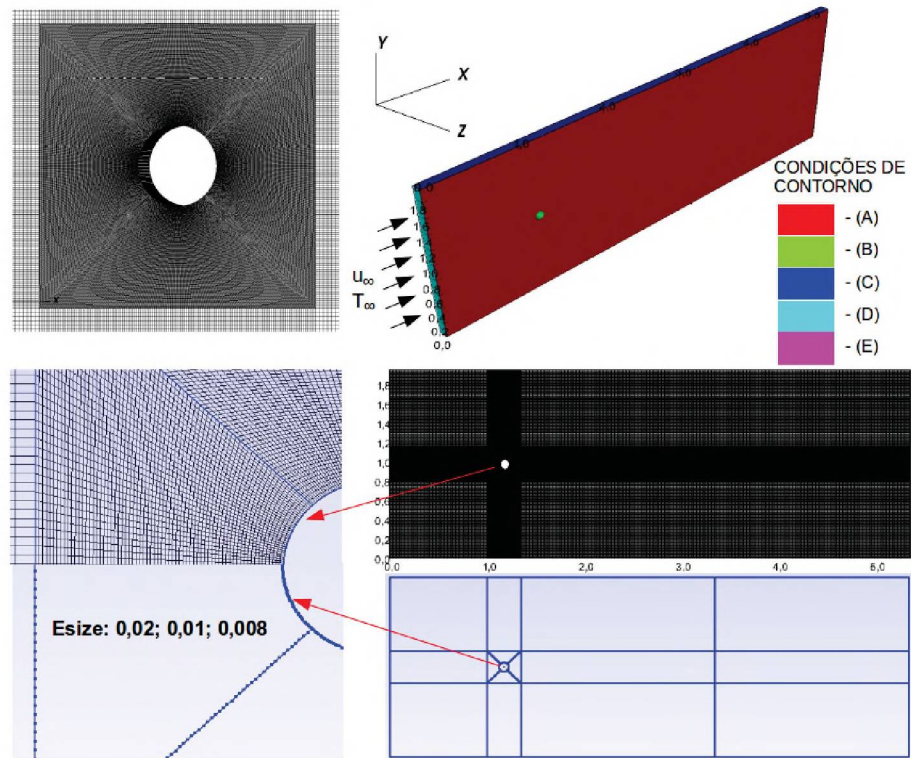
Para o regime turbulento também foi utilizada a Eq. 55 com diferentes constantes informadas na Tabela 6 para a faixa de Reynolds entre 4000 a 40000. Na Fig. 13 são mostradas a geometria, malha e condições de contorno do problema.

TABELA 6 – CONSTANTES DA EQ. 55 PARA CILINDRO CIRCULAR EM CORRENTE CRUZADA PARA ALTOS NÚMEROS DE REYNOLDS.






Re_D	C	m	\overline{Nu}_D
4000 - 40000	0,193	0,618	84,79

FONTE: INCROPERA e DEWITT (2003).

FIGURA 13 – MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO – ESCOAMENTO TURBULENTO



FONTE: o autor (2017).

- | | | | |
|---|-----|---|------|
|  | (A) | Simplificação para 2D. | |
|  | (B) | Cilindro: $u=v=w=0$; $T_w=320K$ | (56) |
|  | (C) | Simetria: $v=w=0$; $\frac{\partial u}{\partial Y} = \frac{\partial T}{\partial Y} = 0$ | (57) |
|  | (D) | Entrada: $U_\infty=3,0m/s$; $T_\infty=300K$ | (58) |
|  | (E) | Saída: $p_s=0Pa$; $\frac{\partial T}{\partial X}=0$ | (59) |

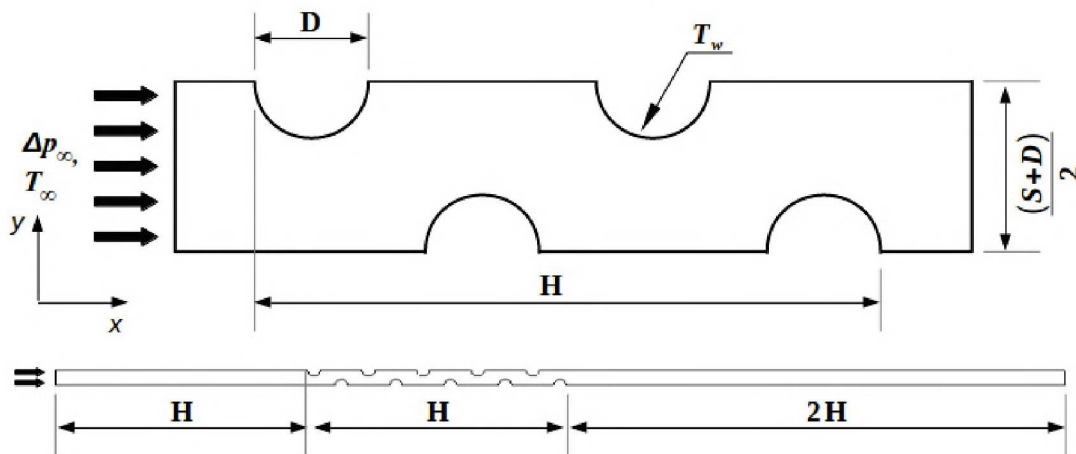
3.3.3 SOLUÇÃO PARA FEIXE DE TUBOS EM REGIME LAMINAR

O modelo em análise neste estudo é mostrado na Fig. 14 e foi baseado no estudo numérico realizado por STANESCU *et al.* (1996). O fluido foi assumido como sendo ar a $T_{\infty}=300K$, com massa específica de $\rho=1000kg/m^3$ e a viscosidade $\mu=1,80e-5 [N.s/m^2]$. Os tubos são aquecidos com temperatura prescrita de $T_w=310K$. A simulação foi realizada em duas dimensões (2D), em regime laminar com $Re=100$ e $Pr=0,72$.

O domínio computacional mostrado na Fig. 14 é formado por um arranjo de tubos circulares em um canal elementar com diferentes espaçamentos e as dimensões: $D = 6,35$ mm, $H = 20D$, $S/D = 1,5; 1,75; 2,25$ e $2,75$.

Para a simulação foi adotado um comprimento extra, H , a montante e um comprimento $2H$ a jusante formando o domínio computacional.

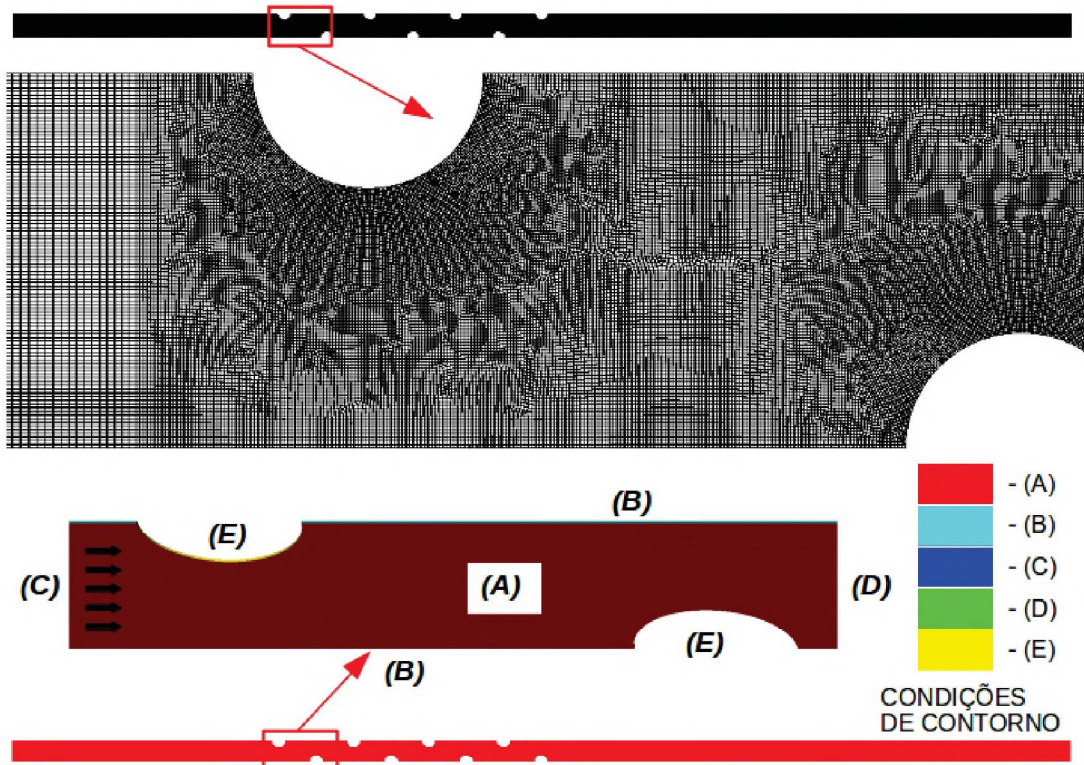
FIGURA 14 – DOMÍNIO COMPUTACIONAL – ESCOAMENTO LAMINAR EM TORNO DE UM FEIXE DE TUBOS CIRCULARES.








FONTE: o autor (2017).

A malha foi construída com um algoritmo específico derivado da lógica adotada no problema anterior descrito no item 3.3.2. O aplicativo Gmsh foi utilizado com o controle de malha utilizando o parâmetro $Esize = 0,01$, obtido no item 3.3.2 e também observado na Fig. 15. Detalhes da malha são apresentados no APÊNDICE A.

FIGURA 15 – MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO – ESCOAMENTO LAMINAR.



FONTE: o autor (2017).

- | | | | |
|---|-----|---|------|
|  | (A) | Simplificação para 2D. | |
|  | (B) | Simetria: $v=w=0$; $\frac{\partial u}{\partial Y} = \frac{\partial T}{\partial Y} = 0$ | (60) |
|  | (C) | Entrada: $p_{\infty}=0,24 Pa$ ($Re=100$) ; $T_{\infty}=300K$ | (61) |
|  | (D) | Saída: $p=0 Pa$; $\frac{\partial T}{\partial X} = 0$ | (62) |
|  | (E) | Tubo: $u=v=w=0$; $T_w=310K$ | (63) |

As condições de contorno (A) até (E) são apresentadas nas Eq. (60) a (63) que resultam em temperatura prescrita nos tubos, nenhuma penetração nas interfaces de canal para canal e célula para célula, e condição de não deslizamento nas superfícies sólidas. O problema foi simplificado para duas dimensões nas duas faces (A) não sendo necessário aplicar uma condição de contorno para essa

superfície. A denominação dessa superfície é requisito do aplicativo durante o processo de geração da malha.

Nesse estudo foi utilizada a condição de perda de carga (Δp) constante para o escoamento. Em função desse parâmetro prescrito o número de Reynolds é determinado com o cálculo da velocidade resultante obtido pela Eq. (66), $\Delta p_{\infty} \approx \rho u_{\infty}^2 / 2$, que relaciona a diferença de pressão com a velocidade. A função objetivo desse estudo é a densidade volumétrica de transferência de calor adimensional total (\tilde{q}_v) proposta por STANESCU *et al.* (1996) e utilizada por MATOS *et al.* (2001):

$$\tilde{q}_v = \frac{\frac{q_{ce}}{(T_w - T_{\infty})}}{\frac{k_f LHW}{(D)^2}} \quad (64)$$

3.4 OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA

Os arranjos estudados nessa tese são avaliados com duas funções objetivo, \tilde{q} e \tilde{S}_g que devem maximizar a transferência de calor volumétrica adimensional \tilde{q} e minimizar a taxa de geração de entropia adimensional \tilde{S}_g em um volume fixo LHW .

3.4.1 FUNÇÃO OBJETIVO 1 – TRANSFERÊNCIA DE CALOR VOLUMÉTRICA ADIMENSIONAL

Um dos objetivos desta tese foi investigar a máxima transferência de calor em relação aos principais parâmetros dimensionais de trocadores de calor tubos-aletados (Fig. 1). As aletas são consideradas isotérmicas e os tubos têm temperatura na superfície, T_w constante.

A transferência de calor volumétrica adimensional global do arranjo, \tilde{q} é definida como a figura de mérito ou função objetivo para o processo de otimização. (BELLO-OCHEDE, *et al.*, 2010).

$$\tilde{q} = \frac{q_{ce} L}{k_f (T_w - T_{\infty}) \frac{(S+2b)}{2} W} \quad (65)$$

onde, q_{ce} é transferência de calor total do canal elementar e é obtido numericamente. Os demais parâmetros são relacionados à temperatura, às propriedades do fluido e às propriedades dimensionais do arranjo.

3.4.2 FUNÇÃO OBJETIVO 2 – TAXA DE GERAÇÃO DE ENTROPIA ADIMENSIONAL

Além da transferência de calor volumétrica adimensional global do arranjo, \tilde{q} , será calculada a taxa de geração de entropia adimensional do arranjo, \tilde{S}_g , (BEJAN, 1996; KHAN *et al.*, 2006a), conforme se segue:

$$\tilde{S}_g = \underbrace{\frac{\frac{(q_{ce} L)^2}{T_\infty T_w}}{C_1 N \pi L k_f Re_D^{1/2} Pr_T^{1/3}}}_{\tilde{S}_{g, \Delta T}} + \underbrace{\frac{N f \rho u^3 (S_T - 1) L}{2 T_\infty}}_{\tilde{S}_{g, \Delta p}} \quad (66)$$

O primeiro termo é a contribuição referente à transferência de calor, $\tilde{S}_{g, \Delta T}$ e o segundo termo é a contribuição relacionada ao atrito, $\tilde{S}_{g, \Delta p}$.

Na Eq. (66), N , é o número de tubos do arranjo, S_T é o espaçamento entre tubos na direção do escoamento e S_L , é o espaçamento entre tubos na direção perpendicular ao escoamento.

$$S_T = \frac{(S+2b)}{2} \quad S_L = \sqrt{3} \frac{(S+2b)}{2} \quad (67)$$

O fator de atrito, f , Eq. 68, e as constantes K_1 , Eq. 69, e C_1 , Eq. 70, são baseadas no modelo de KHAN *et al.*, 2006a para arranjos escalonados.

$$f = K_1 (378,6 / S_T^{13,1/S_T}) / Re_D^{0,68/S_T^{1,29}} \quad (68)$$

$$K_1 = 1,175 (S_L / S_T Re_D^{0,3124}) + 0,5 Re_D^{0,0807} \quad (69)$$

$$C_1 = \frac{0,61 S_T^{0,091} S_L^{0,053}}{1 - 2 \exp(-1,09 S_L)} \quad (70)$$

4 RESULTADOS

Esse capítulo apresenta os resultados de validação do modelo matemático com as curvas \overline{Nu}_D em função dos parâmetros geométricos e em relação ao Re_D , para diferentes correlações da literatura. Os resultados numéricos obtidos com o código de volumes finitos OpenFOAM são validados por comparação direta com estudos da literatura com um tubo e em feixes de tubos em regime laminar e turbulento e com os resultados experimentais obtidos em laboratório para arranjos de tubos circulares e elípticos em regime turbulento de MAINARDES *et al.*, 2007. E também são apresentados os resultados de otimização dos parâmetros geométricos dos trocadores de calor para máximo desempenho do sistema global, i.e., para mínima geração de entropia ou para máxima taxa de refrigeração.

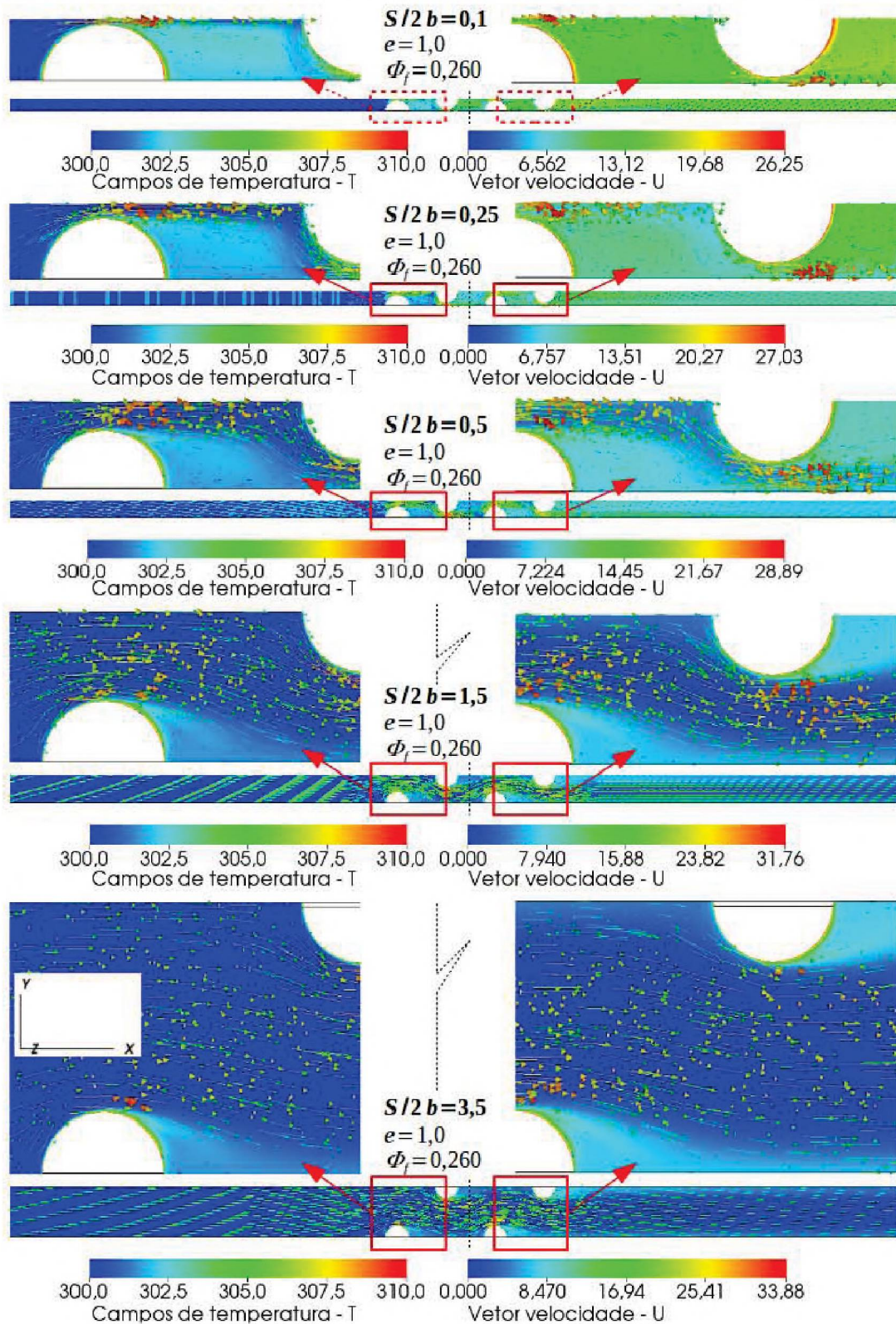
De acordo com a Fig. 1 as dimensões do volume fixo para o procedimento de otimização numérica foram $L = 135,33$ mm, $H = 115,09$ mm, $W = 152$ mm, e $D = 2b = 15,875$ mm. Todos os arranjos tiveram $N_{ce} = 6$ células unitárias e $N = 4$, onde N é o número de tubos em uma célula unitária.

A Fig. 16 apresenta os cinco diferentes espaçamentos entre tubos ($S/2b$) do canal elementar. A variação desse parâmetro ocorre na direção y , perpendicular ao escoamento, enquanto que na direção x fixou-se o espaçamento em ($S/2b = 1,5$). Na figura é possível ter um melhor entendimento da importância do parâmetro na maximização da transferência de calor.

Na Fig. 16 visualiza-se os campos de temperatura e os vetores velocidade para tubos circulares com uma densidade de aletas $\Phi_f = 0,260$ (22 aleta/polegada). Para cada espaçamento entre tubos é apresentado o canal elementar completo com as duas extremidades estendidas e acima é apresentado em detalhe ampliado das regiões de entrada e saída do arranjo de tubos para uma melhor visualização dos campos de temperatura e velocidade.

Em uma análise qualitativa é possível verificar um aumento do gradiente de temperatura para os arranjos com menor espaçamento entre tubos e maiores vetores velocidade nas regiões de restrição de passagem que também ocorrem nos menores espaçamentos.

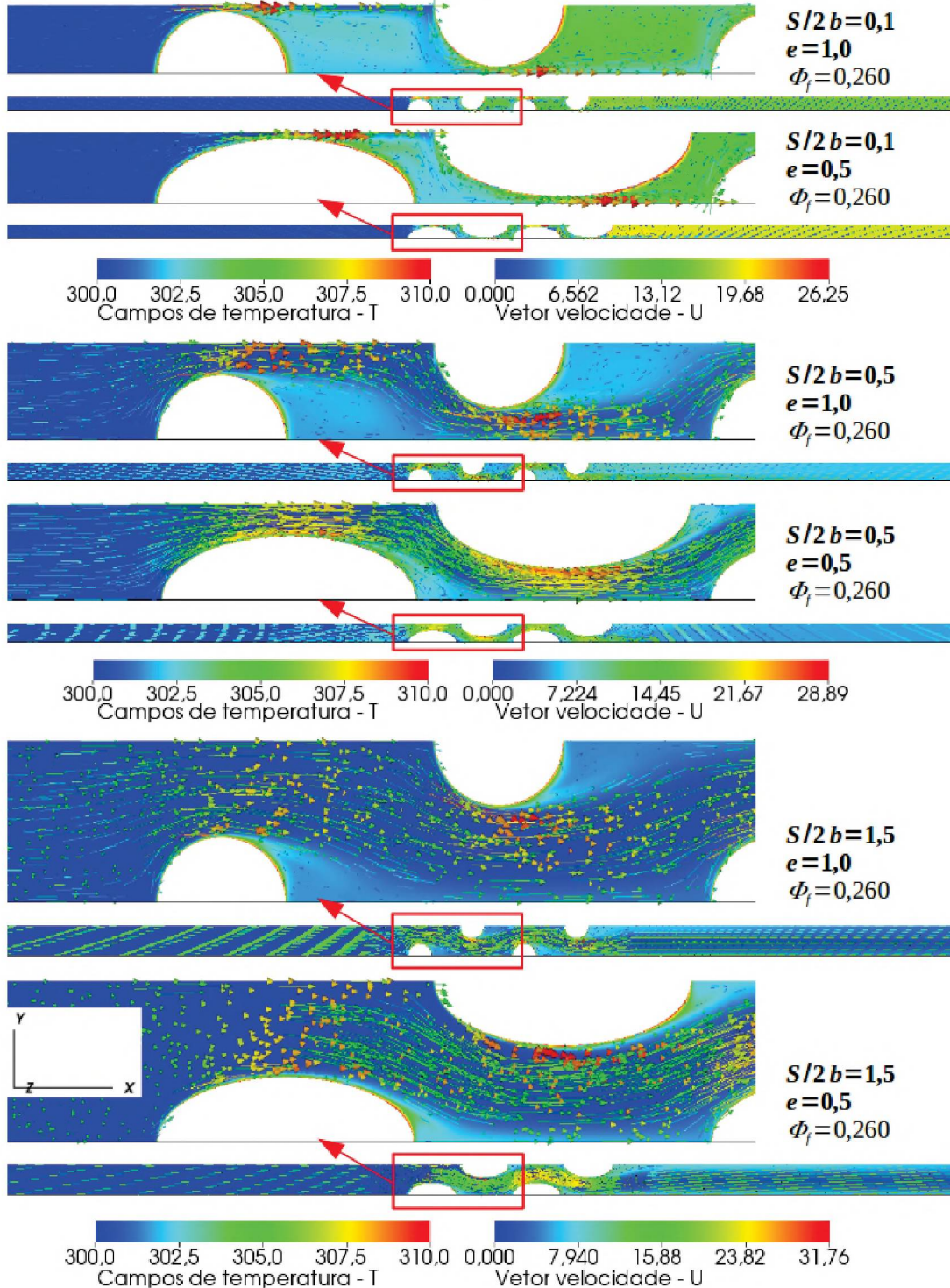
FIGURA 16 – VISUALIZAÇÃO DOS CAMPOS DE TEMPERATURA E DOS VETORES VELOCIDADE PARA OS DIFERENTES ESPAÇAMENTOS ENTRE TUBOS CIRCULARES.



FONTE: o autor (2017).

A Fig. 17 apresenta as diferentes excentricidade, e , para os espaçamentos entre tubos $S/2b = 0,1$; $0,5$ e $1,5$. Também são plotados os campos de temperatura e os vetores velocidade para os arranjos para uma densidade de aletas $\Phi_f = 0,260$.

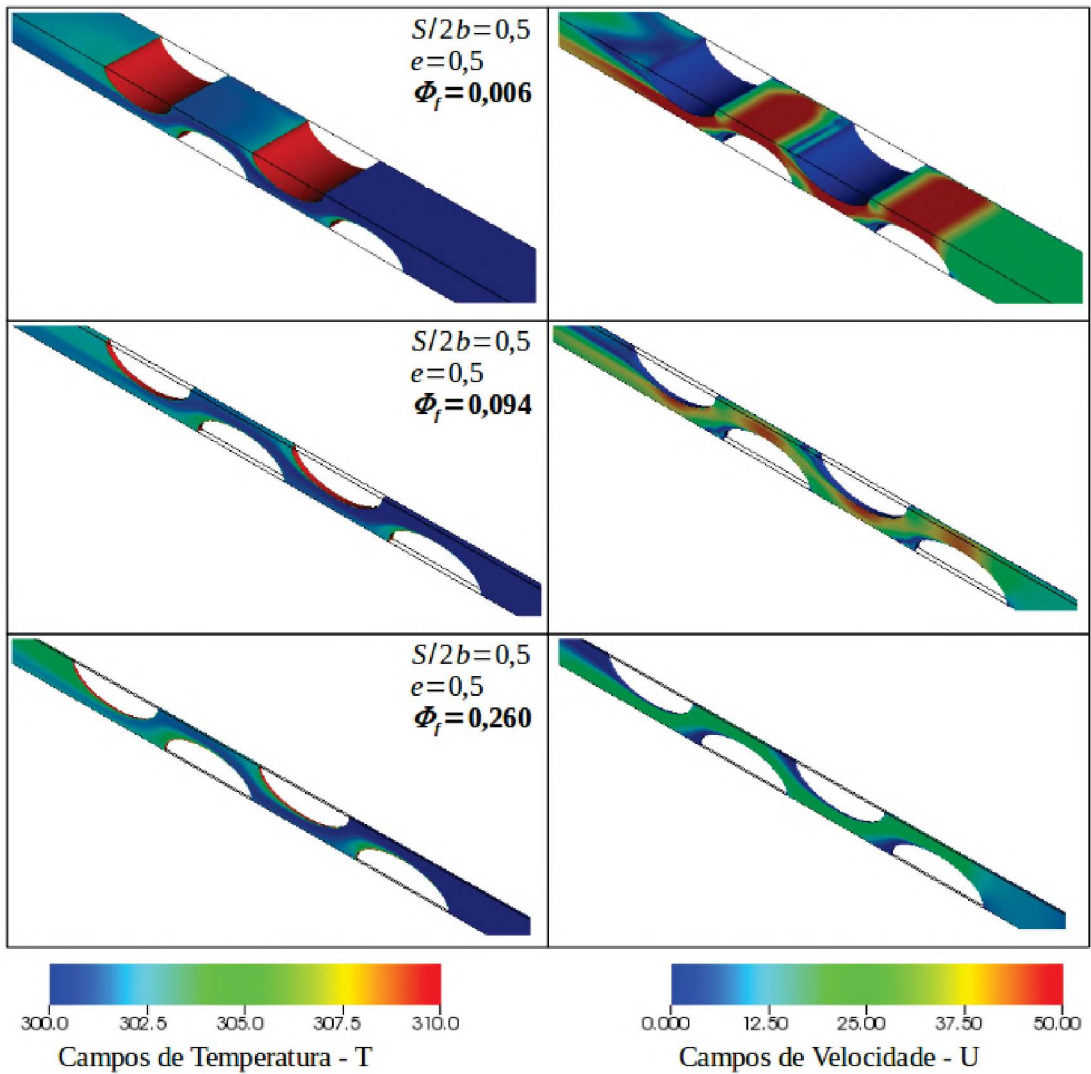
FIGURA 17 – VISUALIZAÇÃO DOS CAMPOS DE TEMPERATURA E DOS VETORES VELOCIDADE PARA AS DIFERENTES EXCENTRICIDADES.



FONTE: o autor (2017).

A Fig. 18 compara o domínio computacional para diferentes espaçamentos entre aletas, $\Phi_f = 0,260$; $0,094$ e $0,006$, com tubos elípticos $e = 0,5$ espaçamento fixo entre tubos $S/2b = 0,5$.

FIGURA 18 – VISUALIZAÇÃO DOS CAMPOS DE TEMPERATURA E DOS VETORES VELOCIDADE PARA DIFERENTES ESPAÇAMENTOS ENTRE ALETAS.



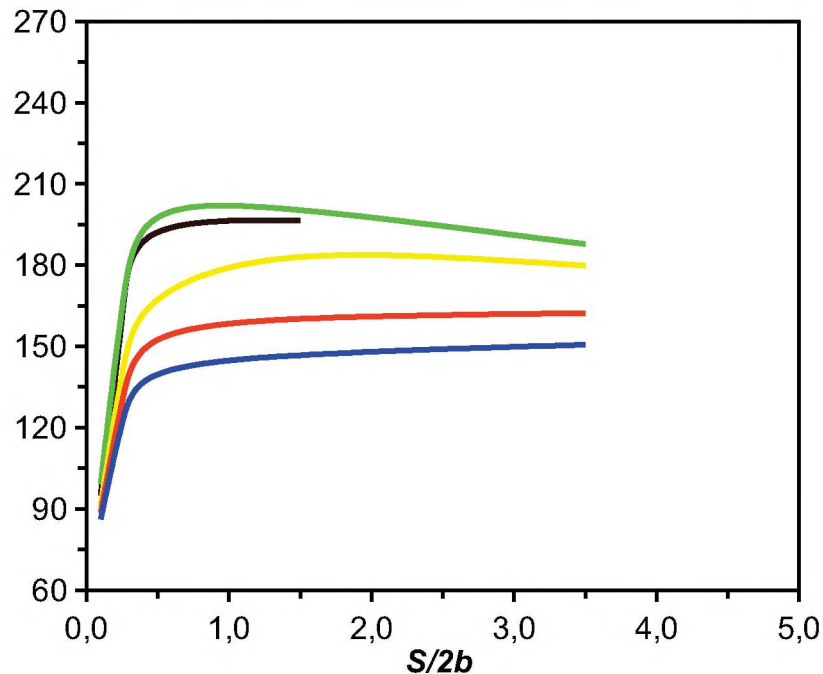
FONTE: o autor (2017).

4.1 RESULTADOS E CONVERGÊNCIA DO MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático para o arranjo de tubos foi construído com base na literatura utilizando os conceitos de termodinâmica e transferência de calor para escoamentos tridimensionais em regime turbulento. Os resultados foram validados para casos reconhecidos da literatura com convergência aos objetivos desta tese.

O objetivo desta seção é apresentar os resultados para transferência de calor dos arranjos de tubos circulares e elípticos aletados utilizando o número de Nusselt médio, \overline{Nu}_D para os diferentes parâmetros: excentricidade dos tubos: $e = 0,3; 0,4; 0,5, 0,75$ e $1,0$ (tubo circular), espaçamentos entre tubos: $S/2b = 0,1; 0,25; 0,5; 1,5$ e $3,5$ e densidade de aletas: $\Phi_f = 0,260$, Fig. 19 e $\Phi_f = 0,094$, Fig 20.

FIGURA 19 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS PARA NUSSELT MÉDIO EM ARRANJOS DE TUBOS COM DENSIDADE DE ALETAS $\Phi_f = 0,260$.

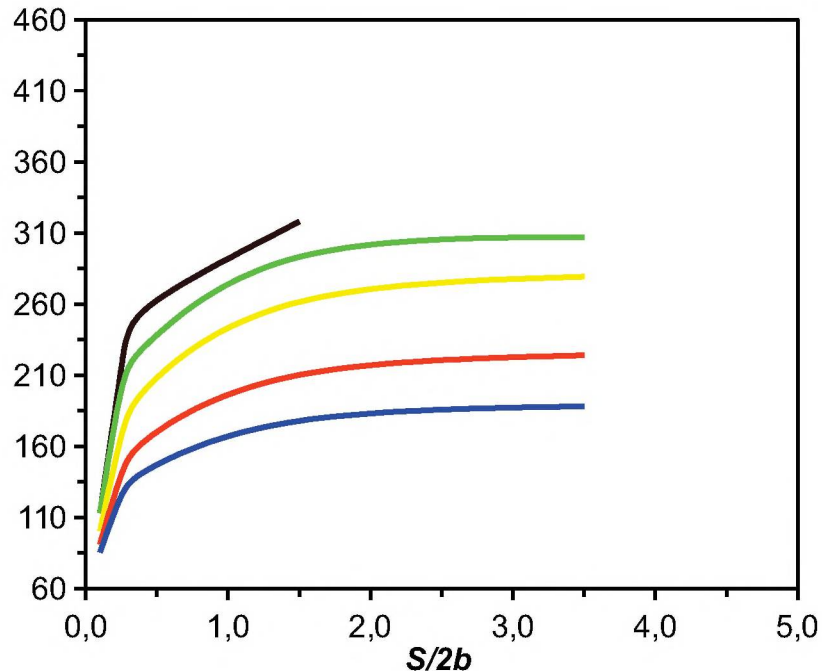


FONTE: o autor (2017).

Os resultados apresentados na Fig. 19 para \overline{Nu}_D em relação à excentricidade e espaçamento entre tubos denota um aumento de transferência de calor nos tubos elípticos em relação aos circulares e nas menores excentricidades ($e = 0,3$ e $0,4$) podem ser observados máximos \overline{Nu}_D para menores $S/2b$. As simulações

para $e = 0,3$ foram realizadas para uma faixa menor de espaçamento entre tubos (0,1 a 1,5) em função da geometria construtiva do canal.

FIGURA 20 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS PARA NUSSELT MÉDIO EM ARRANJOS DE TUBOS COM DENSIDADE DE ALETAS $\Phi_f = 0,094$.

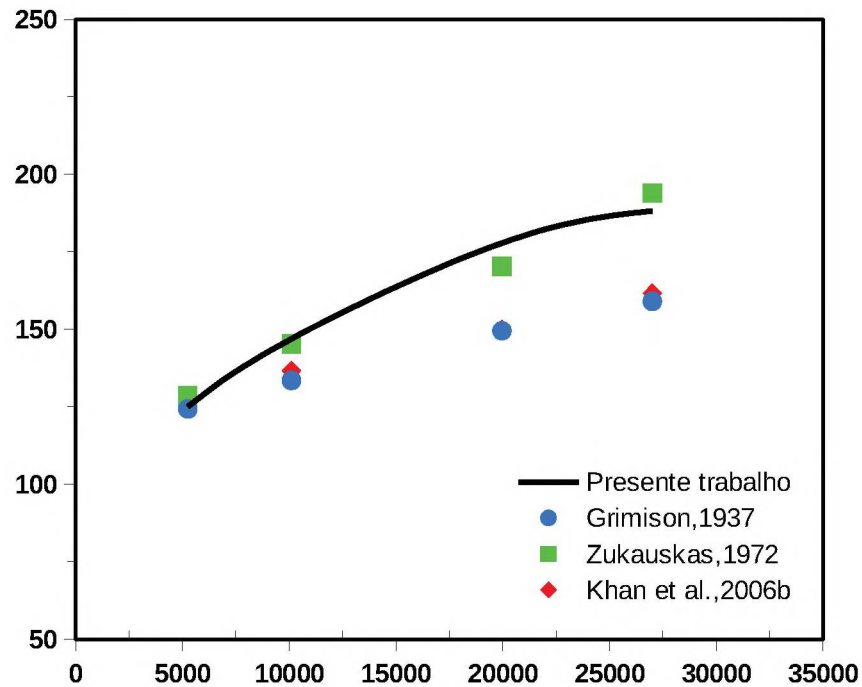


FONTE: o autor (2017).

Os resultados de \overline{Nu}_D mostrados na Fig 20 para a densidade de aletas $\Phi_f = 0,094$, em relação à excentricidade e espaçamento entre tubos denota um aumento de transferência de calor nos tubos elípticos em relação aos circulares, e apresenta maiores \overline{Nu}_D para os maiores $S/2b$ (3,5). As simulações para $e = 0,3$ foram realizadas para uma faixa menor de espaçamento entre tubos (0,1 a 1,5) em função da geometria construtiva do canal, mostradas nas Figs 19 e 20.

Posteriormente é apresenta-se na Fig 21 a curva de \overline{Nu}_D em relação a Re_D para diferentes correlações empíricas da literatura.

FIGURA 21 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS PARA NUSSELT MÉDIO EM RELAÇÃO AS CORRELAÇÕES EMPÍRICAS DA LITERATURA.



FONTE: o autor (2017).

Na Fig. 21 verifica-se uma boa concordância dos resultados numéricos de \overline{Nu} em relação a faixa de $Re_D = 5000$ a 35000 comparados as correlações de (GRIMISON, 1937; ZUKAUSKAS, 1972 e KHAN *et al.*, 2006b). As correlações informadas são válidas para arranjos escalonados com um determinado número de fileiras (N_T), de dimensões dos arranjos ($S_T \times S_L$) e de Re_D . E o presente trabalho estudou diferentes faixas em relação a essas correlações e mesmo assim os resultados obtidos podem ser considerados gerais e robustos. Na Tabela 7 são apresentados os parâmetros envolvidos na obtenção das correlações e simulações.

TABELA 7 – PARÂMETROS DOS ARRANJOS DE TUBOS PARA DETERMINAR \overline{Nu}

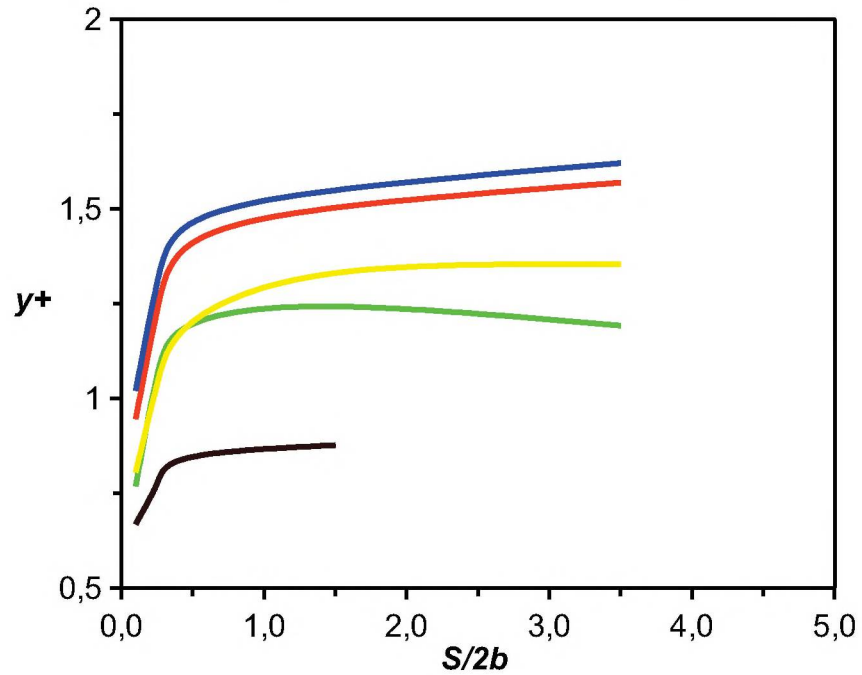
Correlação	Grimison, 1937	Zukauskas, 1972	KHAN <i>et al.</i> , 2006b	Presente trabalho, 2018
N_T	$N_T \geq 10$	$N_T \geq 20$	$N_T \geq 4$	$N = 4$
$S_T \times S_L$	$1,25 \leq S_T \leq 3$	$S_T / S_L < 2$	$1,25 \leq S_T \leq 3$	$0,1 \leq S_T \leq 3,5$
	$0,6 \leq S_L \leq 3$	$S_T / S_L > 2$	$1,25 \leq S_L \leq 3$	$S_L = 2,16$
Re_D	$2000 \leq Re_D \leq 4 \times 10^4$	$1000 \leq Re_D \leq 2 \times 10^6$	$100 \leq Re_D \leq 4 \times 10^4$	$2000 \leq Re_D \leq 27000$

FONTE: o autor (2017).

4.2 RESULTADOS DO MÉTODO NUMÉRICO

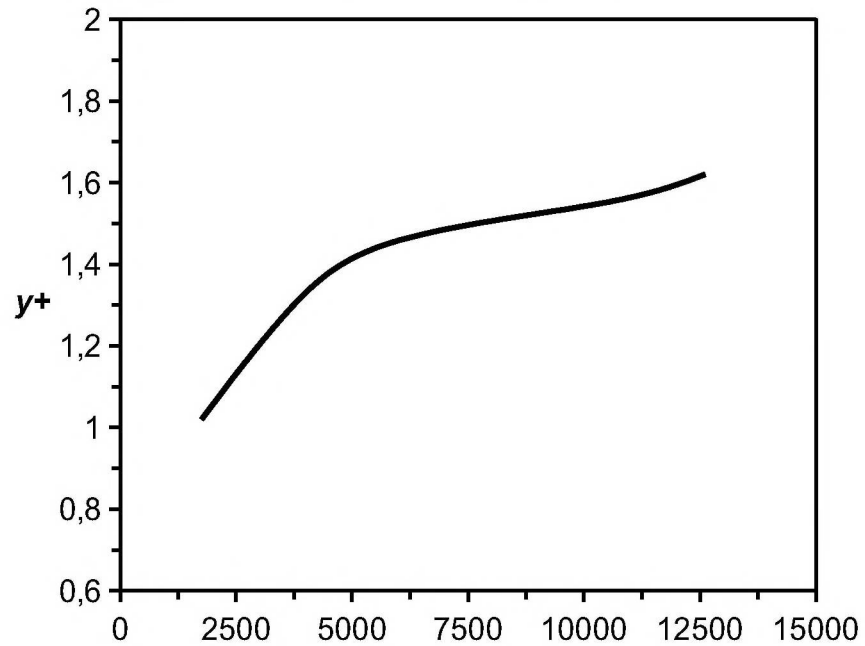
Na seção 4.1 demonstrou-se a eficácia do modelo matemático e do método numérico utilizado. As variáveis velocidade, pressão, temperatura foram calculadas a cada interação do código computacional OpenFOAM que utilizou um método de solução em regime transiente para maior estabilidade da simulação. O passo de tempo utilizado nas simulações ($\Delta t = 1 \times 10^{-6}$) com um tamanho de malha ($\Delta x = 3 \times 10^{-4}$) e o número de Courant foi controlado dentro do seguinte intervalo: $1 \times 10^{-6} \leq Co \leq 0,5$.

O controle e refinamento de malha empregou dois critérios: convergência de malha (teste de independência) e avaliação do y^+ . Na validação do modelo numérico foi utilizado o método de independência de malha com o acompanhamento do valor de y^+ . Após definido o critério de malha prosseguiu com as simulações com o critério de refinamento nas regiões próximas à parede com o adimensional y^+ médio. Na Fig. 22 é possível observar a avaliação do y^+ para diferentes simulações com a variação dos parâmetros excentricidade, e , e espaçamento entre tubos, $S/2b$.

FIGURA 22 – GRÁFICO DO CONTROLE DE MALHA COM O PARÂMETRO y^+ 

FONTE: o autor (2017).

O y^+ é sensível ao número de Reynolds, o que significa que é necessário um maior refinamento das regiões próximas às paredes. Para o problema em estudo foi mantido um padrão de malha em função dos testes de validação do modelo. Em função disso verifica-se na Fig. 23 um aumento do y^+ em função do aumento do Re_D . Conforme estudos citados na seção 3.2.3, o y^+ para o modelo de turbulência deve ser menor que 10.

FIGURA 23 – GRÁFICO DO PARÂMETRO y^+ EM FUNÇÃO DO Re_D 

FONTE: o autor (2017).

4.3 RESULTADOS DO AJUSTE E VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Nesta seção são apresentados os resultados para três diferentes problemas com um tubo e com arranjo de tubos em regime laminar e turbulento.

4.3.1 SOLUÇÃO PARA UM TUBO EM REGIME LAMINAR

O resultado numérico final obtido para o problema de escoamento laminar em torno de um cilindro é apresentado na Tabela 8, com um erro relativo de 0,3% em relação à equação de Hilpert e utilizando uma malha média com 80 divisões na superfície do cilindro e 502.310 elementos com tempo computacional 13% menor em relação à malha mais refinada. Observa-se na Tab. 8 que o erro relativo entre as malhas com $n_T = 160$ e $n_T = 80$ é de aproximadamente 1%, satisfazendo também a condição de independência de malha.

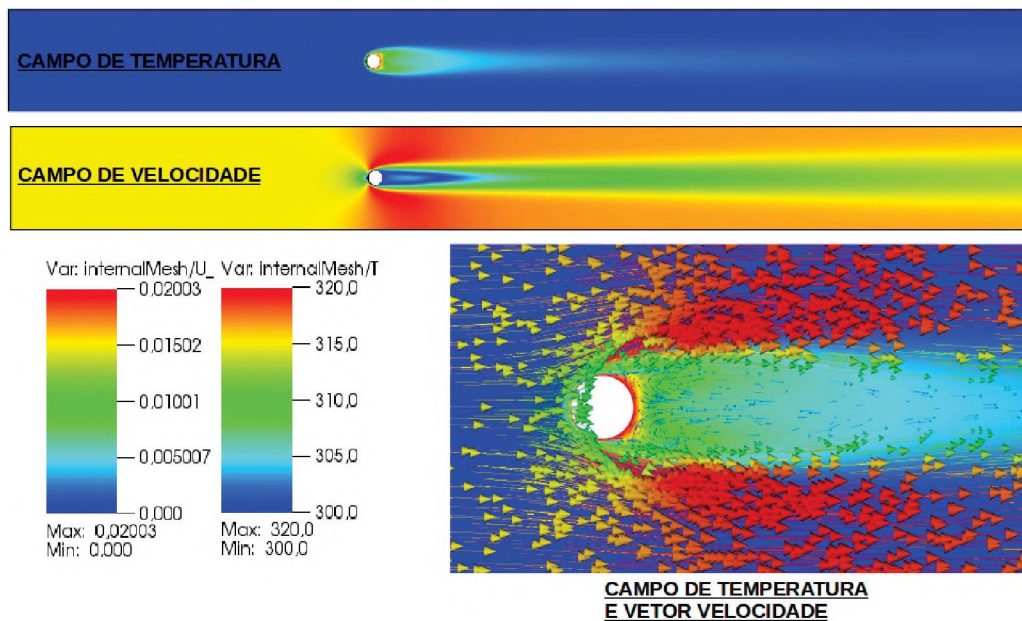
TABELA 8 – NUSSOLT MÉDIO SIMULADO X TESTE DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA

Malha	$n_T = 40$	$n_T = 80$	$n_T = 160$
Número de elementos	448388	502310	567944
Tempo de simulação (s)	39197	46778	54358
\overline{Nu}_D	5,44	5,23	5,17
$\varepsilon = 100 \times \left \frac{Nu_D^j - Nu_D^{j-1}}{Nu_D^j} \right $	-	4,02	1,16

FONTE: o autor (2017).

Para finalizar a solução do problema são apresentados os campos de velocidade e temperatura na Fig. 24. A simulação foi executada em regime laminar com $Re_D = 100$ e convergiu após 682 iterações. Os campos de temperatura e velocidade e os vetores velocidade em função da distribuição e tamanho da malha clarificam o regime laminar do escoamento nas regiões de entrada e saída do escoamento durante a passagem pelo cilindro. Também é possível verificar regiões de vórtice na saída da esteira formada na região oposta do tubo.

FIGURA 24 – CAMPOS DE VELOCIDADE E TEMPERATURA PARA O PROBLEMA DE ESCOAMENTO LAMINAR EM TORNO DE UM CILINDRO.



FONTE: o autor (2017).

4.3.2 SOLUÇÃO PARA UM TUBO EM REGIME TURBULENTO

As simulações em regime turbulento utilizaram um algoritmo para regime transiente com o objetivo de controlar o tempo e estabilidade da simulação. Em função desse método não foi computado de forma precisa o tempo de simulação por não ocorrer convergência, e sim estabilidade dos parâmetros de controle que para esse problema é o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, \bar{h} . Os resultados numéricos obtidos para esse problema são apresentados na Tabela 9 onde são mostradas as soluções para $Esize = 0,02, 0,01$ e $0,008$. A malha dita ideal é mostrada em negrito e possui $Esize = 0,01$ e 440222 elementos. Esta malha apresenta com um erro relativo de 0,02% em comparação ao \overline{Nu}_D calculado com equação de Hilpert. O cálculo do erro relativo (ε) mostra a independência da malha escolhida.

Na Tab. 9 é apresentado a solução obtida com o modelo de turbulência $k-\epsilon$. Observa-se que mesmo a malha mais refinada não é capaz de gerar um valor para \overline{Nu}_D que se aproxime razoavelmente do valor empírico calculado com a Eq. (66).

TABELA 9 – NUSSOLT MÉDIO SIMULADO X TESTE DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA

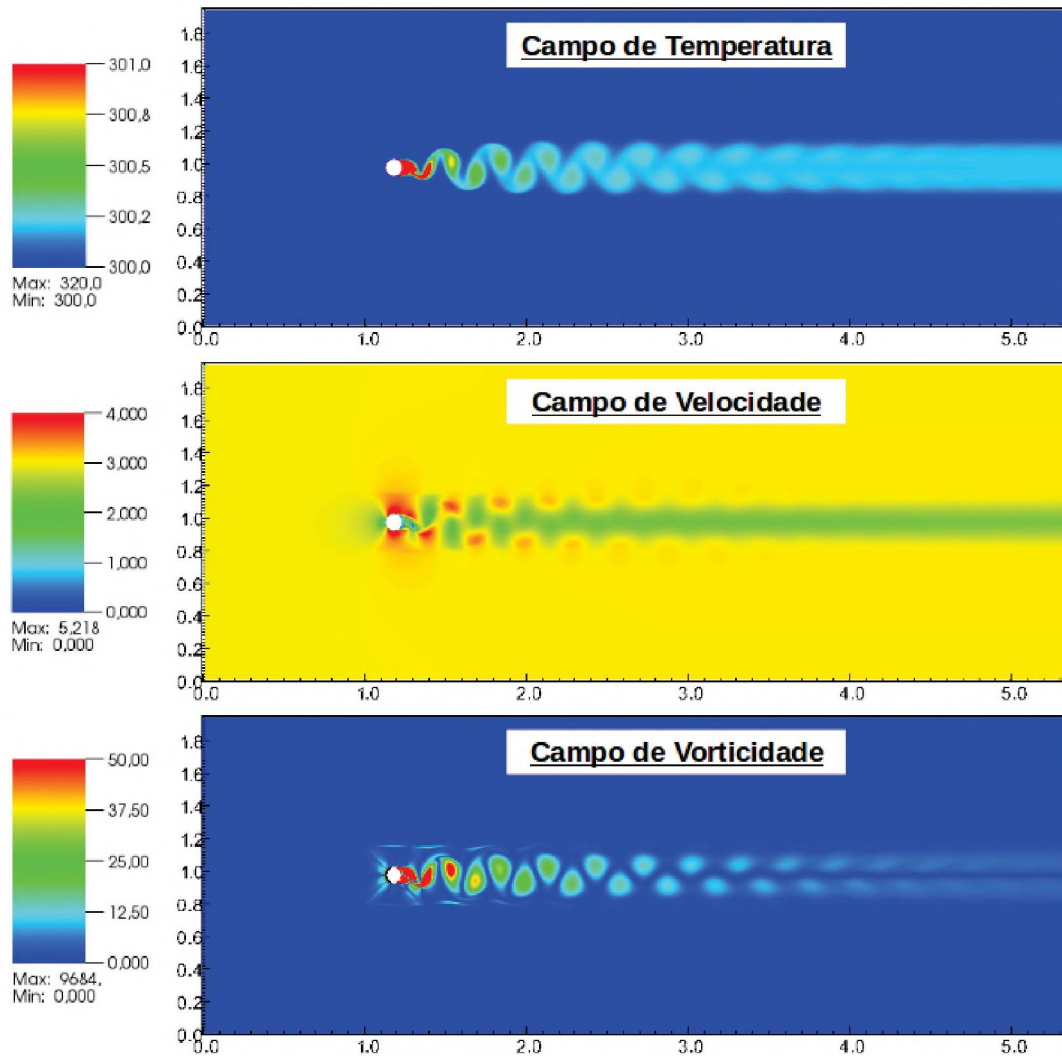
Malha	Esize = 0,02	Esize = 0,01	Esize = 0,008	Esize = 0,008
Modelo de turbulência	SST $k-\omega$	SST $k-\omega$	SST $k-\omega$	$k-\epsilon$
Número de elementos	110762	440222	684674	684674
\overline{Nu}_D	55,66	84,8	84,85	104,2
$\varepsilon = 100 \times \left \frac{Nu_D^j - Nu_D^{j-1}}{Nu_D^j} \right $	-	-34,36	-0,06	-

FONTE: o autor (2017).

Para finalizar a solução do problema são apresentados os campos de temperatura, velocidade e vorticidade na Fig. 25. A simulação foi executada em regime turbulento com $Re_D = 20.000$ e computação em paralelo com 8 processadores.

É possível visualizar a esteira com a separação dos vórtices. Esse fenômeno tem destaque em função do regime turbulento com alto número de Reynolds e só é possível de ser avaliado em função de uma malha refinada na região próxima ao tubo e ao longo da esteira formada pelo escoamento que passa pelo cilindro.

FIGURA 25 – CAMPOS DE TEMPERATURA, VELOCIDADE E VORTICIDADE PARA O PROBLEMA DE ESCOAMENTO TURBULENTO EM TORNO DE UM CILINDRO AQUECIDO.

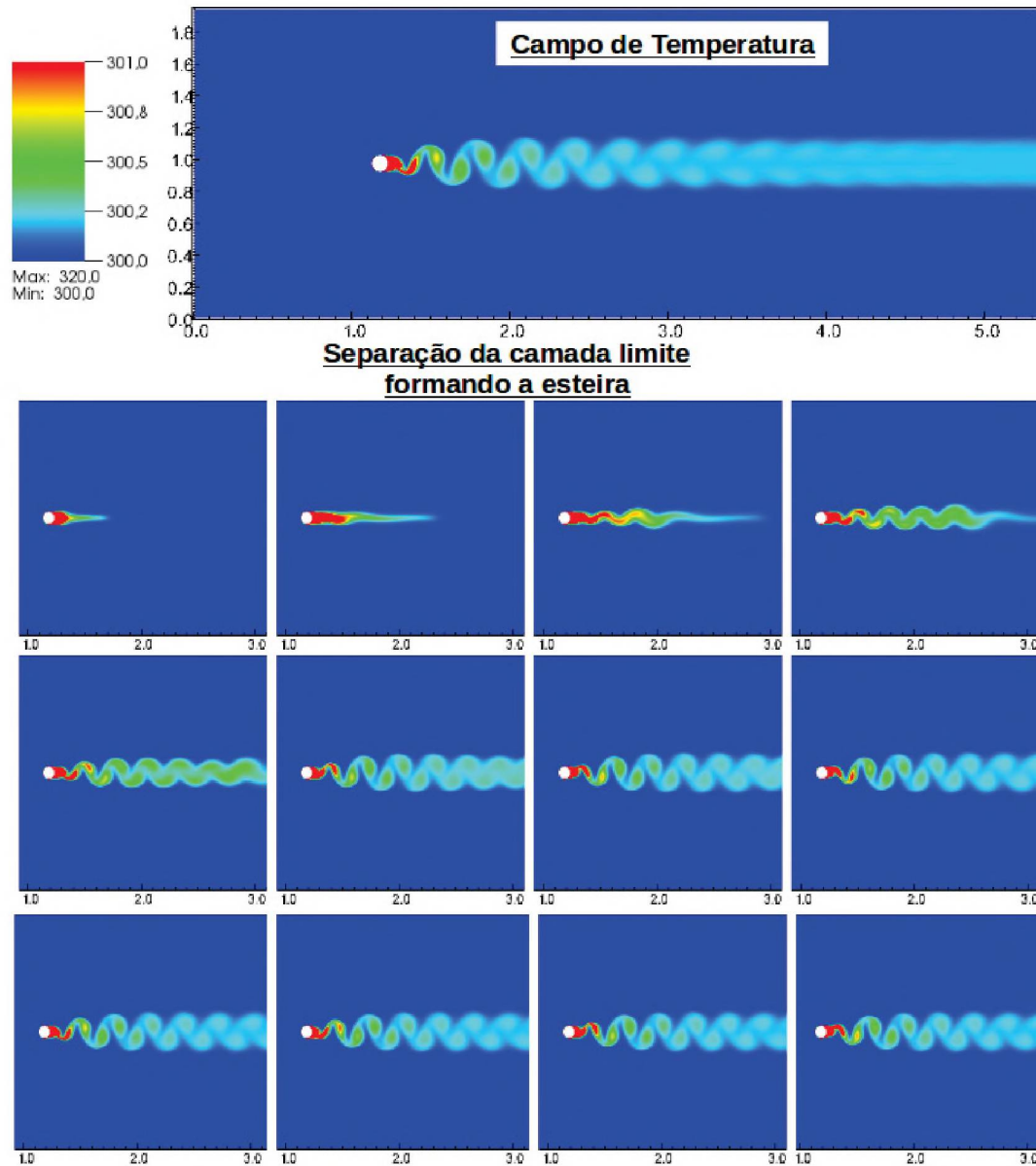


FONTE: o autor (2017).

Na Fig. 26 são observados os estágios de separação da camada limite térmica formando a esteira e a formação e desprendimento dos vórtices. Esse fenômeno pode ser visualizado em função de um refinamento elevado na região de parede (superfície do cilindro) com y^+ abaixo de 1. Também pode ser verificado o

comportamento oscilatório e assimétrico dos vórtices que se alternam durante o tempo.

FIGURA 26 – VISUALIZAÇÃO DOS ESTÁGIOS DE SEPARAÇÃO DA CAMADA LIMITE FORMANDO A ESTEIRA PARA CAMPOS DE TEMPERATURA EM ESCOAMENTO TURBULENTO EM TORNO DE UM CILINDRO AQUECIDO.

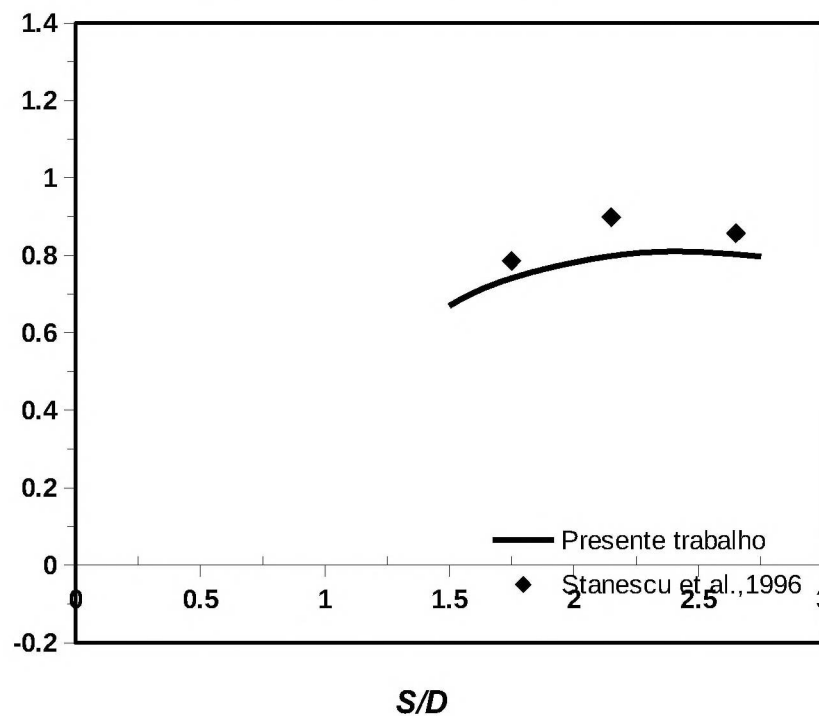


FONTE: o autor (2017).

4.3.3 SOLUÇÃO PARA FEIXE DE TUBOS EM REGIME LAMINAR

Os resultados numéricos para uma faixa de espaçamento entre tubos (S/D) entre 1,5 e 2,75 e a razão de aspecto constante $H = 20D$ com o escoamento em regime laminar com $Re = 100$ foram comparados aos resultados obtidos numericamente por STANESCU *et al.*, 1996, para uma faixa de S/D de 1,75 a 2,65 e são apresentados na Fig. 27.

FIGURA 27 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS PARA VALIDAÇÃO DO CÓDIGO COMPUTACIONAL EM ARRANJOS E/OU FEIXES DE TUBOS CIRCULARES.



FONTE: o autor (2017).

O resultado numérico final apresentou concordância qualitativa com os resultados numéricos de STANESCU *et al.*, 1996, com um erro relativo máximo de 10,3%, mesmo comparando as diferenças na malha e sistema de solução. Conclui-se que os espaçamentos ótimos entre os tubos para essas condições está entre 2,15 e 2,25. Os detalhes comparativos da simulação podem ser observados na Tabela 10.

TABELA 10 – DETALHES DE UMA SIMULAÇÃO NUMÉRICA (TESE ATUAL x STANESCU)

Simulação	STANESCU <i>et al.</i> , 1996	Presente trabalho
Espaçamento entre tubos	$S/D = 1,75$	$S/D = 1,75$
Discretização	Elementos finitos	Volumes finitos
Aplicativo	FIDAP	OpenFOAM
Número de elementos	1600	572412
Tempo de simulação (s)	90	203522
\tilde{q}_v	0,786	0,741 (5,7%)

FONTE: o autor (2017).

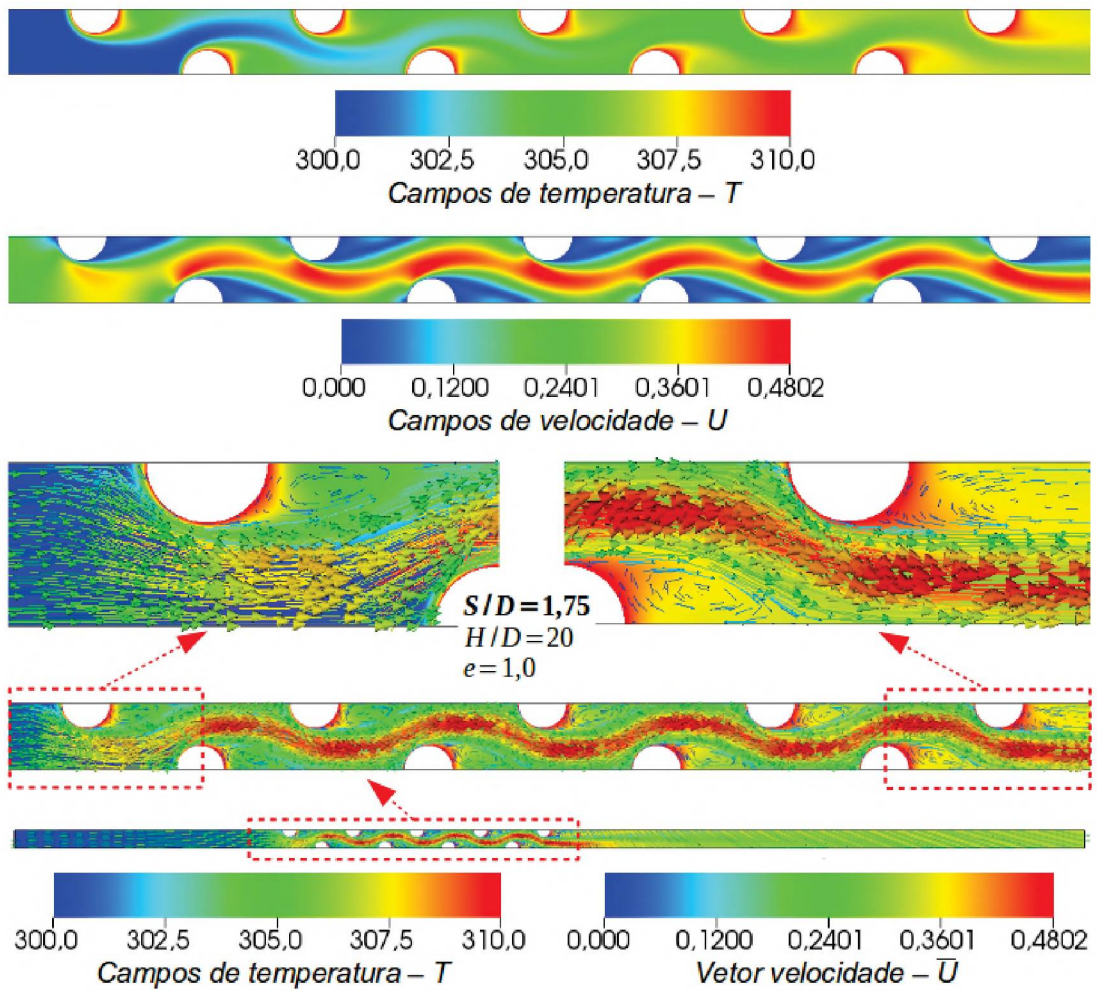
Para finalizar a solução do problema são apresentados os campos de velocidade e temperatura na Fig. 28. A simulação foi executada em regime laminar com $Re_D = 100$.

A solução final foi alcançada em regime permanente após 9225 iterações com uma temperatura final média na saída do canal elementar de $T_s = 306,7$ °C. As velocidades são maiores na região central do canal elementar com formação de vórtices nas regiões posteriores aos tubos.

O problema reitera a importância da utilização do canal elementar em substituição ao arranjo completo resultando em um menor tempo computacional

O estudo de STANESCU *et al.*, 1996 utiliza um conceito de espaçamento entre tubos diferentes do empregado nessa presente tese. Em STANESCU *et al.*, 1996 utiliza-se o máximo de tubos que podem ser construídos em um volume fixo resultando em simulações com diferentes números de tubos para cada espaçamento S/D . O que não ocorre nesse presente trabalho que sempre utilizou 04 tubos no canal elementar com a variação do espaçamento S/D ($S/2b$) para um mesmo volume fixo. A conclusão é que os dois critérios são válidos e obtêm resultados quantitativos similares com diferenças no tempo final da simulação.

FIGURA 28 – CAMPOS DE VELOCIDADE E TEMPERATURA PARA O PROBLEMA DE FEIXES DE TUBOS EM ESCOAMENTO LAMINAR.



FONTE: o autor (2017).

4.4 RESULTADOS DE OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA EM ARRANJOS ALETADOS

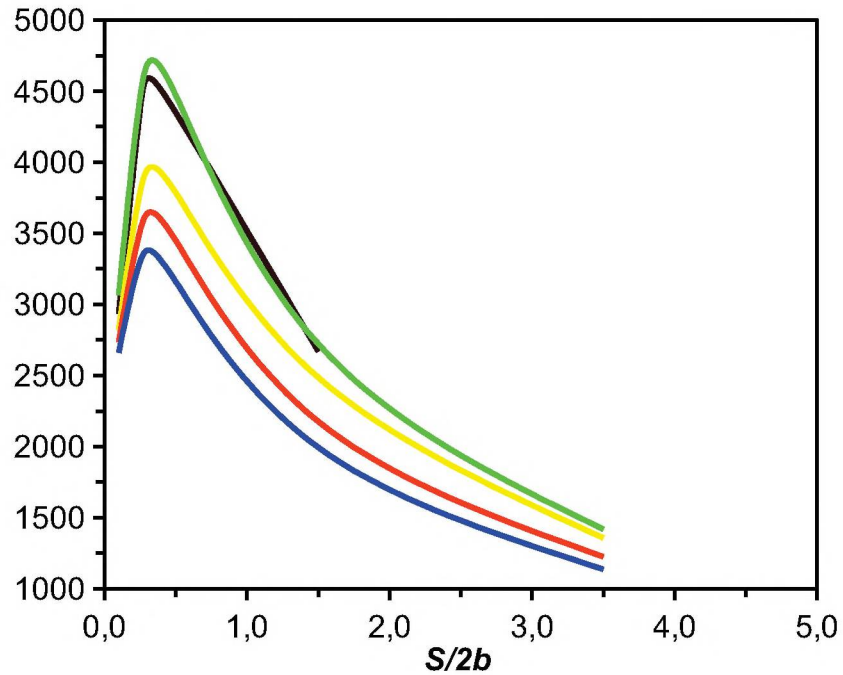
A simulação numérica do arranjo de tubos foi conduzida para o domínio computacional representado pela célula unitária da Fig. 5, aproveitando as simetrias presentes na geometria do sistema.

Os resultados apresentados comparam a transferência de calor no canal elementar do arranjo de tubos com os três parâmetros geométricos: a razão de excentricidade, o espaçamento dos tubos e o espaçamento entre aletas (densidade de aletas). Todas as simulações foram realizadas com a razão de aspecto ($L/2b = 8,52$) constante e a pressão prescrita na entrada do canal ($\Delta p = 1000 \text{ Pa}$), ou seja com o parâmetro perda de carga fixo e o número de Reynolds variando de 1240 a 28180 configurando o regime turbulento do escoamento.

A otimização dos arranjos para máxima transferência de calor foi avaliada para as seguintes excentricidades dos tubos: $e = 0,3; 0,4; 0,5; 0,75$ e $1,0$ (tubo circular), para os espaçamentos entre tubos adimensional: $S/2b = 0,1; 0,25; 0,5; 1,5$ e $3,5$ e para a densidade de aletas: $\Phi_f = 0,260; 0,094$ e $0,006$ que resultam respectivamente em: $8,7$ aleta/cm (22 aleta/polegada), $3,1$ aleta/cm (8 aleta/polegada) e $0,2$ aleta/cm ($0,5$ aleta/polegada).

A Fig. 29 apresenta o comparativo dos resultados de máxima transferência de calor para regime turbulento com diferentes espaçamentos entre tubos ($0,1 \leq S/2b \leq 3,5$) e diferentes excentricidades ($0,3 \leq e \leq 1,0$), para uma densidade de aletas fixa $\Phi_f = 0,260$. É possível observar que o ótimo espaçamento entre tubos para todas as excentricidades testadas ocorre para aproximadamente o mesmo valor de $S/2b$. Na Fig. 29 pode ser observado também que o pior desempenho ocorre para tubos circulares ($e = 1$) e que existe uma excentricidade ótima, demonstrada na figura pelo fato de \tilde{q}_m ser maior para $e = 0,4$ do que para $e = 0,3$.

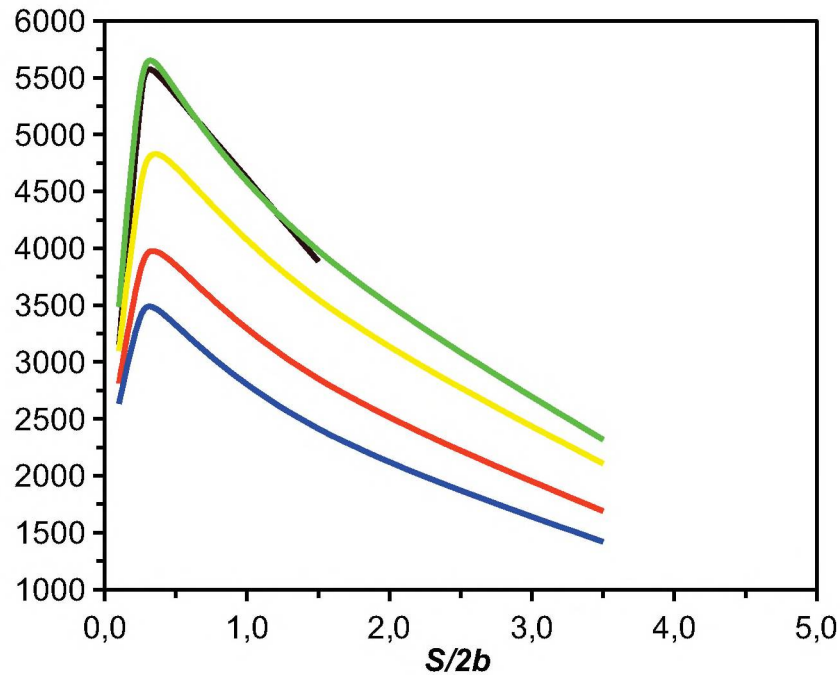
FIGURA 29 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS EM ARRANJOS DE TUBOS COM DIFERENTES EXCENTRICIDADES E ESPAÇAMENTOS PARA $\phi_f = 0,260$.



FONTE: o autor (2017).

A Fig. 30 apresenta o resultado de transferência de calor para a mesma faixa de espaçamento entre tubos e diferentes excentricidades para uma nova densidade de aletas fixa de $\phi_f = 0,094$. Verifica-se novamente pontos de maximização da transferência de calor para espaçamento entre tubos com $(S/2b)_{ot} = 0,5$ e $0,25$ para todas as excentricidades. Novamente um ponto de máximo robusto é observado para $S/2b = 0,5$ e verifica-se que as excentricidades de $0,3$ e $0,4$ apresentam praticamente o mesmo valor para \tilde{q}_m .

FIGURA 30 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS EM ARRANJOS DE TUBOS COM DIFERENTES EXCENTRICIDADES E ESPAÇAMENTOS PARA $\Phi_f = 0,094$.

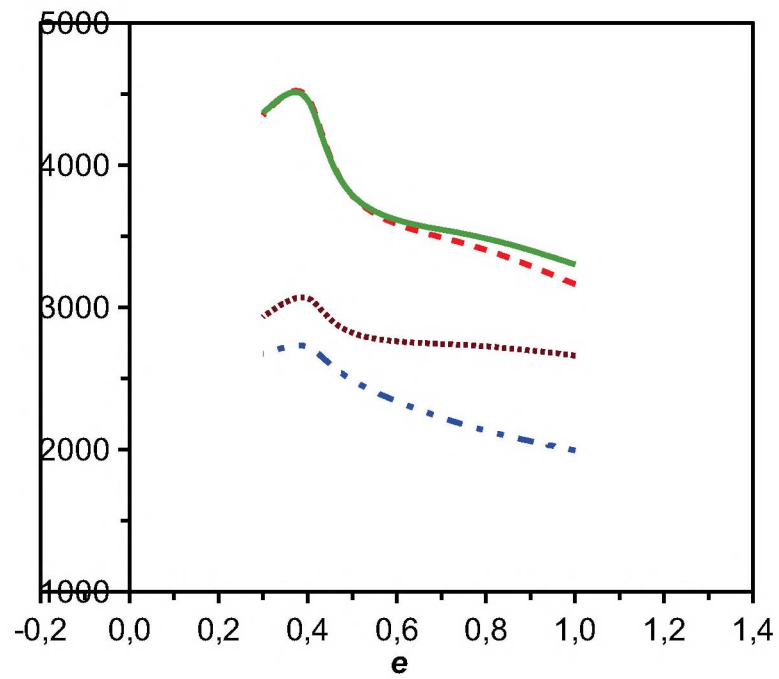


FONTE: o autor (2017).

A seguir para a otimização da excentricidade, e , com os valores máximos da quantidade \tilde{q}_m , associados a um certo valor $(S/2b)_{ot}$ para $e = 1,0; 0,75; 0,5; 0,4$ e $0,3$, são obtidos os resultados numéricos para dupla otimização dos tubos aletados ($0,260 \leq \Phi_f \leq 0,006$) com respeito ao espaçamento entre tubos e excentricidades. Os resultados numéricos são mostrados nas Figs. 31 e 32 para os arranjos aletados com 22 e 8 aleta/polegada, denotando que um par ótimo $(S/2b, e)$ foi encontrado. Os ótimos são acentuados, demonstrando a sua importância em um projeto real de engenharia. Os tubos elípticos ótimos apresentaram um ganho de transferência de calor em relação aos tubos circulares na ordem de 29,3% para o arranjo com $\Phi_f = 0,260$ (22aleta/polegada) e 38,3% para o arranjo com $\Phi_f = 0,094$ (8aleta/polegada) para um espaçamento ótimo de $S/2b = 0,5$.

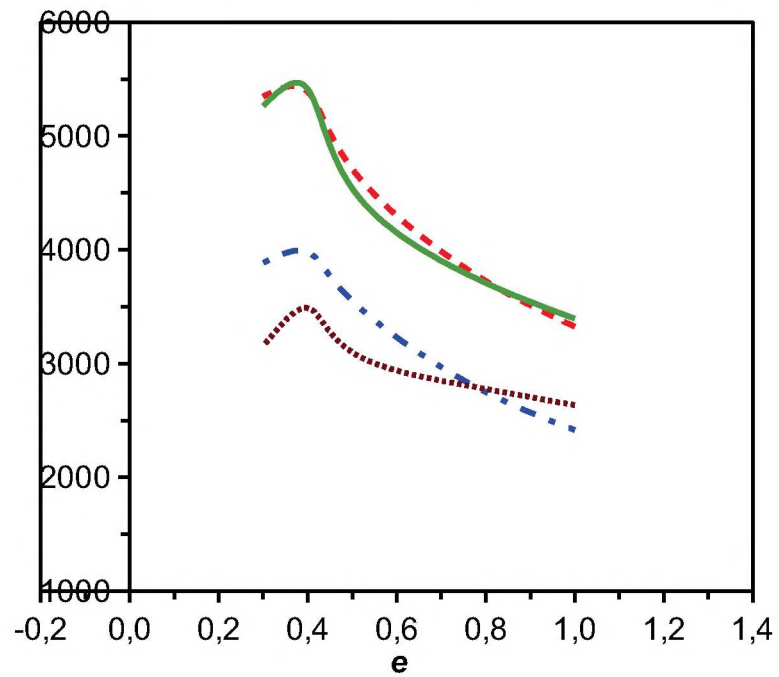
Os valores ótimos são também robustos, ou seja, para diferentes valores de $S/2b$ e Φ_f , a excentricidade ótima é sempre entre 0,3 e 0,4. Este é um resultado importante do ponto de vista de projeto de trocadores de calor, uma vez que é possível considerar que tubos elípticos com excentricidade entre 0,3 e 0,4 são uma escolha adequada para o dimensionamento de diferentes trocadores de calor.

FIGURA 31 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS DE TUBOS COM DIFERENTES EXCENTRICIDADES E $\phi_r = 0,260$.



FONTE: o autor (2017).

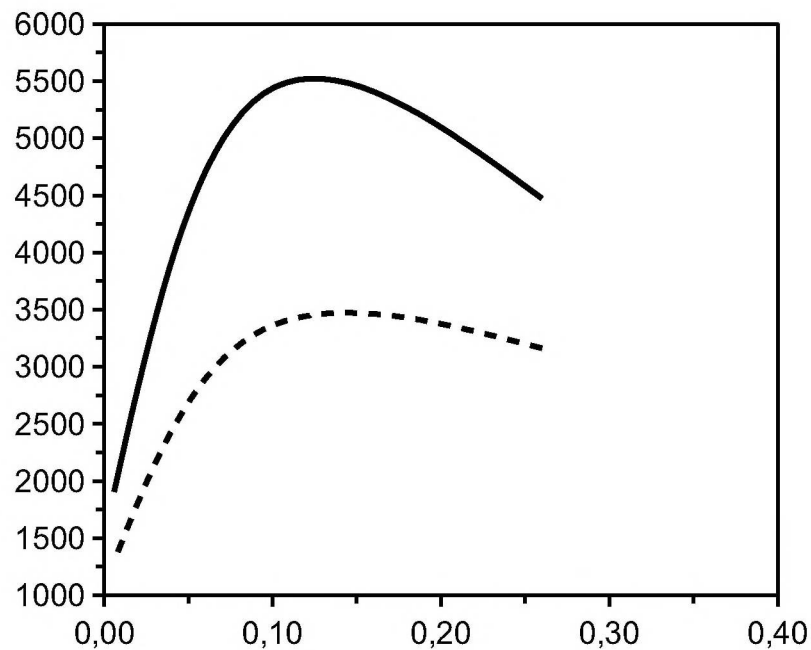
FIGURA 32 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS DE OTIMIZAÇÃO PARA ARRANJOS DE TUBOS COM DIFERENTES EXCENTRICIDADES E $\phi_r = 0,094$.



FONTE: o autor (2017).

A Fig. 33 mostra o procedimento de otimização para permitir a comparação entre a configuração elíptica ótima com a configuração circular ótima. Observa-se que \tilde{q}_m para o arranjo elíptico ótimo ($e_{ot} = 0,4$) otimizado com relação ao espaçamento entre tubos é maior do que \tilde{q}_m , para o arranjo circular ($e = 1$) para todas densidades de aleta. Além disso, a configuração elíptica ótima requer menos aletas do que a configuração circular para as condições ótimas, i.e., para o par de ótimo $(S/2b, \Phi_f)_{ot}$.

FIGURA 33 – OTIMIZAÇÃO DE ARRANJOS ELÍPTICOS E CIRCULARES ALETADOS COM RESPEITO À DENSIDADE DE ALETAS



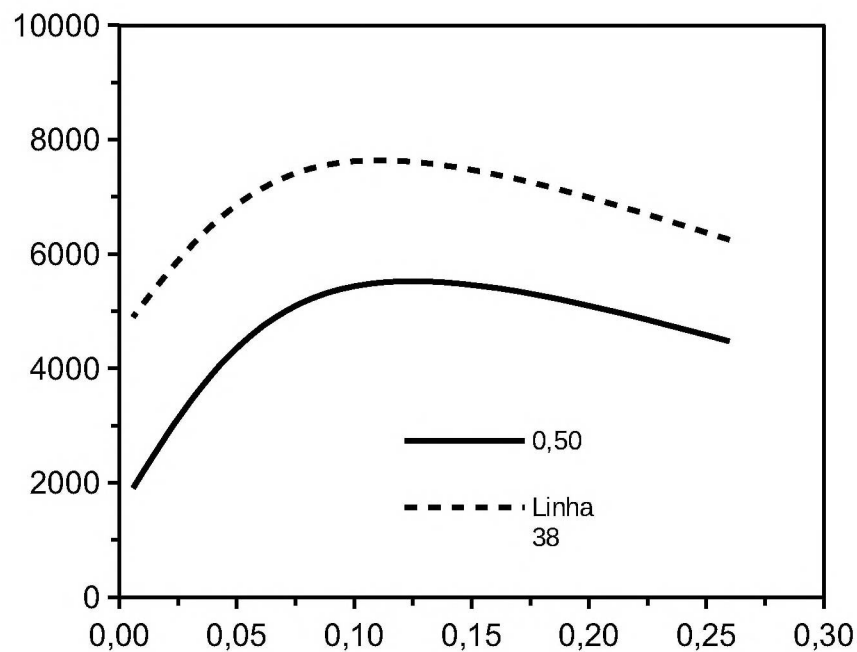
FONTE: o autor (2017).

A Fig. 34 resulta na otimização da densidade adimensional de aletas na direção z , Φ_f , com os valores máximos da quantidade $\tilde{q}_{m,m}$, associados ao par ótimo $(S/2b, e)_{ot}$, para $\Phi_f = 0,006; 0,094$ e $0,260$. São obtidos resultados numéricos de otimização global com relação aos três graus de liberdade $S/2b$, e , e Φ_f .

Um conjunto ótimo de parâmetros geométricos foi determinado numericamente, tal que se obtém $\tilde{q}_{m,m,m}$, que foi maximizado 3 vezes, i.e., $(S/2b, e, \Phi_f) \cong (0,5; 0,4; 0,094)$.

A otimização experimental em regime turbulento para arranjos de tubos circulares e elípticos aletados foi realizada por (MAINARDES *et al.*, 2007) com a velocidade prescrita na entrada do sistema. No presente trabalho fixou-se a perda de carga (pressão prescrita) na entrada do arranjo. Mesmo com diferentes parâmetros de controle do escoamento foi possível comparar de forma qualitativa as quantidades $\tilde{q}_{m,m,m}$, com semelhantes ótimos globais ($S/2b, e, \Phi_f$) $\cong (0,5; 0,4; 0,094)$. Os resultados numéricos de otimização da densidade adimensional de aletas na direção z , Φ_f , comparados com os resultados experimentais de (MAINARDES *et al.*, 2007) podem ser verificados na Fig. 34.

FIGURA 34 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DA OTIMIZAÇÃO DE ARRANJOS ELÍPTICOS ALETADOS



FONTE: o autor (2017).

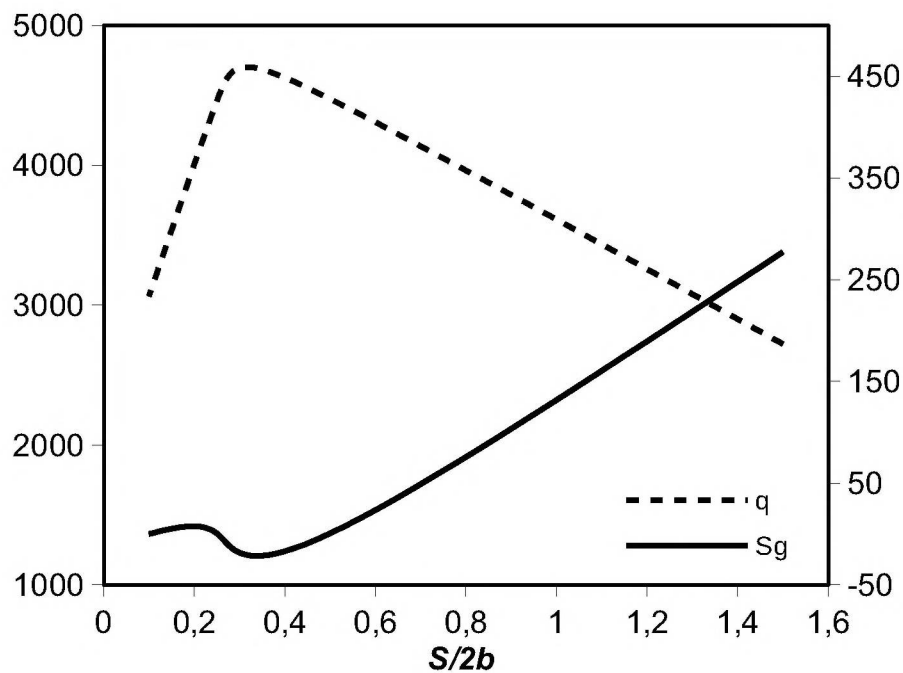
O objetivo deste estudo foi determinar o arranjo de tubos aletados ótimo, minimizando a taxa de geração de entropia adimensional (Eq. 66) para diferentes variáveis de projeto, incluindo a razão de excentricidade do tubo, e , espaçamento entre tubos, $S/2b$, e a densidade de aletas, Φ_f .

A taxa de geração de entropia representa a intensidade da irreversibilidade no escoamento. Esse fenômeno pode ser verificado na Fig. 35 onde o escoamento

total de geração de entropia é mapeado em relação ao espaçamento entre tubos, $S/2b$, com uma densidade de aletas, $\Phi_f = 0,260$ (22aleta/polegada). É possível também verificar a concordância da mínima geração de entropia, $\tilde{S}_{g,mi}$, com a transferência global máxima de calor, \tilde{q}_m .

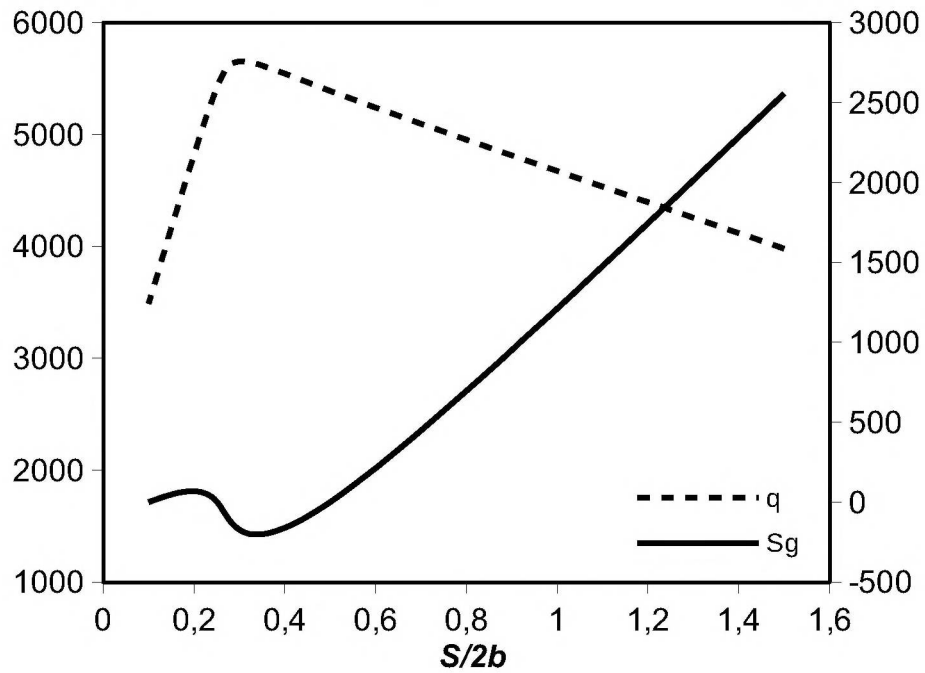
O mesmo comportamento apresentado na Fig. 35 pode ser verificado na Fig. 36, onde \tilde{q}_m e $\tilde{S}_{g,mi}$ são plotados em relação a $S/2b$ com um diferente $\Phi_f = 0,094$ (8aleta/polegada). Nos dois gráficos são apresentados os resultados de otimização de tubos elípticos com $e=0,4$.

FIGURA 35 – RESULTADOS NUMÉRICOS DE MÁXIMA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MÁXIMA GERAÇÃO DE ENTROPIA EM ARRANJOS DE TUBOS COM $\Phi_f = 0,260$.



FONTE: o autor (2017).

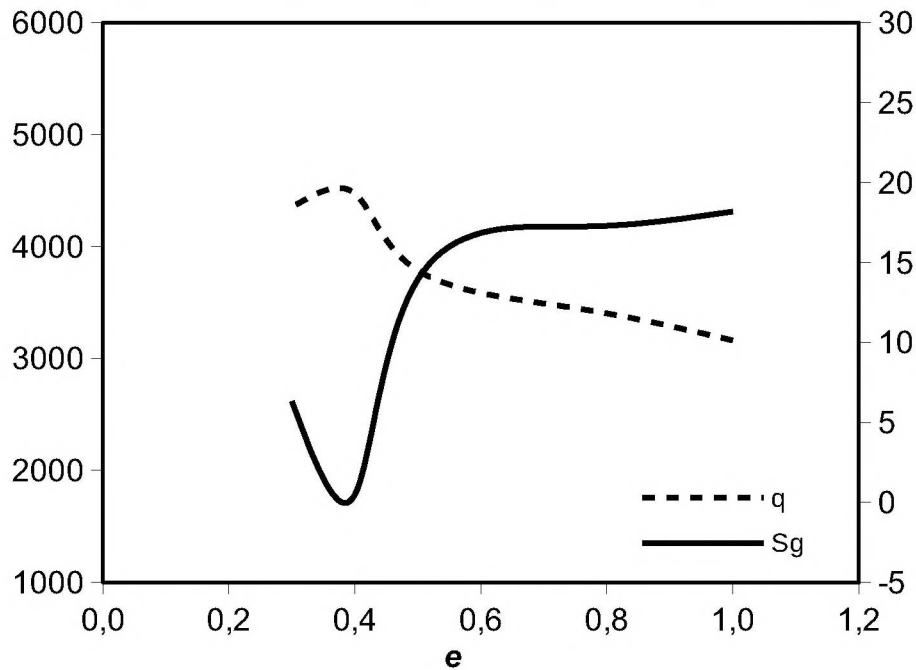
FIGURA 36 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS DE MÁXIMA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MÁXIMA GERAÇÃO DE ENTROPIA EM ARRANJOS DE TUBOS COM $\Phi_f = 0,094$.



FONTE: o autor (2017).

A Fig. 37 apresenta os resultados de \tilde{q}_m e $\tilde{S}_{g,mi}$ em comparação a diferentes excentricidades e um espaçamento entre tubos ótimo $(S/2b)_{ot} = 0,5$. Os resultados permitem confirmar a melhor geometria do tubo elíptico em relação a um tubo circular.

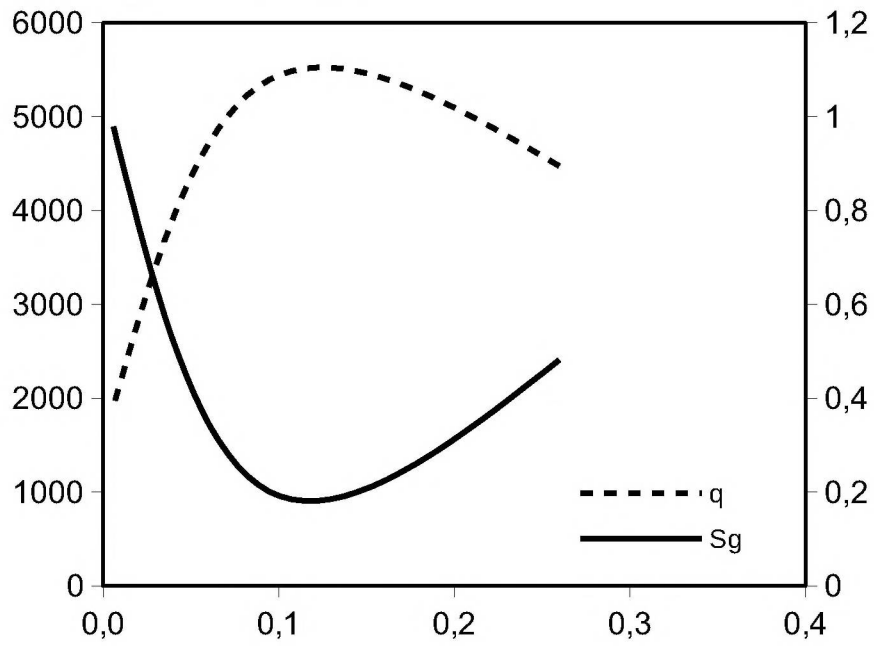
FIGURA 37 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS MÁXIMA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MÁXIMA GERAÇÃO DE ENTROPIA PARA OTIMIZAÇÃO DE ARRANJOS DE TUBOS COM DIFERENTES EXCENTRICIDADES.



FONTE: o autor (2017).

Na Fig. 37 é comparada a geração de entropia do arranjo de tubos com o par ótimo $(S/2b, e) \cong (0,5; 0,4)$ para diferentes espaçamentos entre aletas ($\Phi_f = 0,006; 0,094$ e $0,260$). O resultado desse comparativo apresentado na Fig. 38 confirma a otimização global do arranjo de tubos pelos critérios de máxima transferência de calor, \tilde{q}_m , e mínima geração de entropia, $\tilde{S}_{g,mi}$. Os parâmetros foram maximizados 3 vezes em relação a $\tilde{q}_{m,m,m}$ e minimizados 3 vezes em relação a $\tilde{S}_{mi,mi,mi}$, i.e., $(S/2b, e, \Phi_f) \cong (0,5; 0,4; 0,094)$.

FIGURA 38 – GRÁFICO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS MÁXIMA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MÁXIMA GERAÇÃO DE ENTROPIA PARA OTIMIZAÇÃO DE ARRANJOS DE TUBOS COM DIFERENTES DENSIDADES DE ALETAS.



FONTE: o autor (2017).

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho apresenta um estudo teórico e numérico com validação experimental de trabalhos da literatura para demonstrar que trocadores de calor de tubos circulares e elípticos aletados podem ser otimizados para máxima transferência de calor, sob uma restrição de volume fixo.

5.1 CONCLUSÕES

As principais conclusões deste trabalho são:

1. Foi estabelecido um modelo matemático do escoamento e transferência de calor tridimensional em regime turbulento composto pelas equações de Navier-Stokes acopladas a um modelo de turbulência de 2 equações $SST k-\omega$. Durante a validação do modelo de turbulência também foi testado o modelo $k-\epsilon$, mas após um estudo na literatura e algumas simulações optou-se pelo modelo $SST k-\omega$ por apresentar a robustez e precisão do modelo $k-\omega$ nas regiões de parede e a independência do modelo $k-\epsilon$ na corrente livre.

2. A modelagem numérica utilizou o método dos volumes finitos com o aplicativo de código aberto, OpenFOAM. Essa mudança na solução do modelo matemático comparativamente a outros estudos do grupo de pesquisa (MATOS *et al.*, 2000, 2001, 2003 e 2004a) apenas reforçou a robustez dos resultados alcançados na solução de otimização de trocadores de calor de tubos elípticos aletados. Além disso, a utilização de códigos abertos permitem a toda a sociedade acadêmica o acesso a poderosas ferramentas de simulação de escoamento e transferência de calor computacional.

3. O modelo matemático proposto foi validado para diferentes problemas de escoamento em tubos e arranjos de tubos, em regime laminar e turbulento, numérico ou experimental conforme resumido na Tabela 11.

TABELA 11 – RESUMO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS OBTIDOS NA TESE PARA VALIDAÇÃO DO MODELO

n	Problema	Resultado	Referência
1	Solução para 01 tubo em regime laminar	$\overline{Nu} = 5,23$ (0,3%)	Equação Empírica de Hilbert (INCROPERA e DEWITT, 2003). (Tabela 8)
2	Solução para 01 tubo em regime turbulento	$\overline{Nu} = 84,8$ (0,02%)	Equação Empírica de Hilbert (INCROPERA e DEWITT, 2003). (Tabela 9)
3	Solução para feixe de tubos em regime laminar	$\tilde{q}_v = 0.805$ (10,3%)	STANESCU <i>et al.</i> , 1996 (Fig. 27)
4	Correlação $\overline{Nu} \times Re_D$	$\overline{Nu} = 188,1 - 125,0$ (18,3% - 2,8%)	GRIMISON, 1937 ZUKAUSKAS, 1972 KHAN <i>et al.</i> , 2006 (Fig. 21)
5	Solução para feixe de tubos em regime turbulento	$\tilde{q}_{m, tubo\ circular} = 3324$ $\tilde{q}_{m, tubo\ e=0,4} = 5389$ (38,3%)	Presente Trabalho, 2018 (Fig. 33)

FONTE: o autor (2017).

4. A otimização termodinâmica de trocadores de calor de tubos elípticos aletados foi realizada para minimizar a taxa total de geração de entropia. Esta geração retrata a intensidade das irreversibilidades, ou a destruição da exergia, que acompanham a transferência de calor e o escoamento do fluido. Resultados obtidos confirmam os parâmetros ótimos globais para excentricidade, espaçamento entre tubos e aletas para um volume fixo de trocadores de calor com tubos elípticos aletados.

5.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Recomenda-se para trabalhos futuros os seguintes pontos não tratados no presente trabalho e pouco abordados pela literatura:

1. Desenvolver expressões analíticas para determinar o fator de atrito médio e o coeficiente de transferência de calor médio para qualquer geometria e características de escoamentos utilizando correlações resultantes das simulações;

2. Avaliar diferentes perdas de carga (Δp) nos arranjos aletados para os mesmos parâmetros geométricos para verificar os resultados de otimização;

3. Avaliar diferentes geometrias de aletas em arranjos de tubos elípticos submetidos a escoamentos turbulentos.

4. Aplicação do modelo otimizado para geometrias existentes no mercado quantificando os ganhos.

REFERÊNCIAS

- Adams, V. H. & Martro, P. J. Free and forced convection laminar film condensation on horizontal elliptical tubes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, pp. 3395– 3406, 1997.
- ANSYS, Inc. Ansys Fluent 12.0 - Theory guide, 2009.
- Ay, H.; Jang, J. Y.; Yeh, J. N. Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 45, pp. 4069–4078, 2002.
- Bejan, A. & Morega, A. M. Optimal arrays of pin fins in laminar forced convection. *J. Heat Transfer*, vol. 115, pp. 75-81, 1993.
- Bejan, A.; Fowler, A. J.; Stanescu, G. The optimal spacing between horizontal cylinders in a fixed volume cooled by natural convection. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 38, pp. 2047-2055, 1995.
- Bejan, A. The optimal spacings for cylinders in crossflow forced convection. *J. Heat Transfer*, vol. 117, pp. 767-770, 1995.
- Bejan, A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. *J. Applied Physics*, vol. 79, pp. 1191-1218, 1996.
- Bello-Ochende, T., Meyer, J. P., Dirker, J., Three-dimensional multi-scale plate assembly for maximum heat transfer rate density. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 53, pp. 586-593, 2010.
- Bhutta, M. M. A., Hayat, N., Bashir, M. H. Khan, A. R. Ahmad, K. N. A., Khan S. CFD applications in various heat exchangers design: A review. *Applied Thermal Engineering*, vol. 32, pp. 1-12, 2012.
- Bordalo, S. N. & Saboya, F. E. M. Pressure drop coefficients for elliptic and circular sections in one, two and three-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers, *J. Braz. Soc. Mech. Sci.* XXI (4) (1999) 600-610.
- Brauer, H. Compact heat exchangers. *Chem. Process Eng.*, pp. 451-460, 1964. Dally J.; Riley W. F.; McConnell K. G. *Instrumentation for Engineering Measurements*, Wiley, New York, 1993 (p. 425).
- Elsayed, A. O., Ibrahim, E. Z., and Elsayed, S. A., Free Convection from a Constant Heat Flux Elliptic Tube, *Energy Conversion Management*, 44(15), pp. 2445-2453, 2003.
- Elshazly, K, Moawed, M., Ibrahim, E., and Emara, M., Heat Transfer by Free Convection from the Inside Surface of the Vertical and Inclined Elliptic Tube, *Energy Conversion Management*, 46(9-10), pp. 1443-1463, 2005.

Erek, A.; Ozderdem, B.; Bilir, L.; Ilken, Z. Effect of parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 2421- 2431, 2005.

Fiates, J., Desenvolvimento de uma metodologia para simulação de dispersão de gás inflamável por meio de CFD utilizando OpenFOAM. Dissertação de Mestrado em Engenharia Química, Departamento de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 2015.

Fowler, A. J., and Bejan, A., Forced Convection in Banks of Inclined Cylinders at Low Reynolds Numbers," *Int. J. Heat Fluid Flow*, 15(2), pp. 90-99, 1994.

Fowler, A. J.; G. A. Ledezma; Bejan, A. Optimal geometric arrangement of staggered plates in forced convection. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, pp. 1795- 1805, 1997.

Gerasimov, A., "Modeling Turbulent Flows with FLUENT," Europe, ANSYS, Inc. 2006.

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

Grimison, E. D., "Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases Over Tube Banks," *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Series G, Vol. 59*, pp. 583–594, 1937.

Han, H, He Y. L, Li Y. S., Wang, Y, Wu Ming. A numerical study on compact enhanced fin-and-tube heat exchangers with oval and circular tube configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 65, pp. 686-695, 2013.

Hank Childs, Eric Brugger, Brad Whitlock, Jeremy Meredith, Sean Ahern, David Pugmire, Kathleen Biagas, Mark Miller, Cyrus Harrison, Gunther H. Weber, Hari Krishnan, Thomas Fogal, Allen Sanderson, Christoph Garth, E. Wes Bethel, David Camp, Oliver Rübeler, Marc Durant, Jean M. Favre, and Paul Navrátil, Visit: An End-User Tool For Visualizing and Analyzing Very Large Data, High Performance Visualization—Enabling Extreme-Scale Scientific Insight, Oct 2012, pp. 357–372.

Hasan, A & Sirén, K. Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, pp. 777-790, 2004.

Hasan, A. Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air. Springer – Verlag GmbH, vol. 41, pp. 724-733, 2005.

Hedlund, A., Evaluation of RANS turbulence models for the simulation of channel flow. T 14 072 Examensarbete 15 hp Institutionen för teknikvetenskaper. Department of Engineering Sciences. Uppsala University, Uppsala, Sweden, 2014.

Hermany, L., Lorenzini, G., Klein, R. J., Zinani, F. F., Santos E. D., Isoldi, L. A., Rocha, L. A. O., Constructal design applied to elliptic tubes in convective heat

transfer cross-flow of viscoplastic fluids. I. J. Heat and Mass Transfer, vol. 116, pp. 1054-1063, 2017.

Huang, S. Y. & Pu, S. Z. Convection and heat-transfer of elliptic tubes. Heat and Mass Transfer, vol. 30, pp. 411-415, 1995.

Ibrahim, E. Moawed, M. Forced convection and entropy generation from elliptic tubes with longitudinal fins. Energy Conversion and Management, vol. 50, pp. 1946-1954, 2009.

Incropera F. P., & Dewitt D. P., Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 5ª Edição. LTC, Rio de Janeiro, 2003.

Jang, J. Y. & Yang, J. Y. Experimental and 3-d numerical analysis of the thermalhydraulic characteristics of elliptic finned-tube heat exchangers. Heat Transfer Engineering, vol. 19, pp. 55-67, 1998.

Jang, J. Y.; Lai, J. T.; Liu, L. C. The thermal-hydraulic characteristics of staggered circular finned-tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 41, pp. 3321-3337, 1998.

Jang, J. Y.; Wu, M. C.; Chang, W. J. Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 39, pp. 3057- 3066, 1996.

Jang, J. Y. & Chen, L. K. Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in a three-dimensional wavy-fin and tube heat exchanger. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 40, pp. 3981- 3990, 1997.

Khan, M. G., Fartaj, A., and Ting, D. S. K., "An Experimental Characterization of Cross-Flow Cooling of Air via an In-Line Elliptical Tube Array," Int. J. Heat Fluid Flow, 25(4), pp. 636-648, 2004.

Khan, W. A., Culham, J. R., Yovanovich, M. M., "Optimal Design of Tube Banks in Crossflow Using Entropy Generation Minimization Method." 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, AIAA 2006-599, 2006a.

Khan, W. A., Culham, J. R., Yovanovich, M. M., "Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach." I. J. of Heat and Mass Transfer, 49 4831-4838, 2006b.

Kang, S., Iaccarino, G., Computation of turbulent Prandtl number for mixed convection around a heated cylinder, Annual Research Briefs, 2010.

Kritikos, K., Albanakis, C., Missirlis, D., Vlahostergios, Z., Goulas, A., Storm, P. Hasan, A & Sirén, K. Investigation of the thermal efficiency of a staggered elliptic-tube heat exchanger for aeroengine applications. Applied Thermal Engineering, vol. 30, pp. 134-142, 2010.

Kundu, B. & Das, P. K. Optimum dimensions of plate fins for fin-tube heat exchangers. Int. J. Heat and Fluid Flow, vol. 18, pp. 530-537, 1997.

Kundu, B., Maiti, B., and Das, P. K., Performance Analysis of Plate Fins Circumscribing Elliptic Tubes, *Heat Transfer Engineering*, 27(3), pp. 86-94, 2006.

Lee, K. S.; Kim, W. S.; Si, J. M. Optimal shape and arrangement of staggered pins in the channel of a plate heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 44, pp. 3223-3231, 2001.

Leu, J. S.; Chen, S. L.; Jang, J. Y., Heat transfer and fluid flow in rectangular fin and elliptic tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, vol. 11, pp. 43-60, 2004.

Li, Q.; Chen, Z.; Flechtner, U.; Warnecke, H. J., Heat transfer and pressure drop characteristics in rectangular channels with elliptic pin fins. *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, vol. 19, pp. 245- 250, 1998.

Lin, C. N. & Jang, J. Y. A two-dimensional fin efficiency analysis of combined heat and mass transfer in elliptic fins. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 45, pp. 3839-3847, 2002.

Liang, S. Y.; Wong T. N.; Nathan, G. K. Comparison of one-dimensional and two-dimensional models for wet-surface fin efficiency of a plate-fin-tube heat exchanger. *Appl. Thermal Eng.*, vol. 20, pp. 941-962, 2000.

Mainardes, R. L. S. Otimização de Trocadores de Calor de Tubos Aletados Circulares e Elípticos em Regime Turbulento, Tese de Doutorado, PIPE-UFPR, Curitiba, 2007.

Maliska, C. R., Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional. LTC, 1995.

Matos, R. S. Otimização Teórico-Numérica e Comparação de Desempenho de Trocadores de Calor de Tubos Circulares e Elípticos não Aletados em Convecção Forçada, Dissertação de Mestrado, PIPE-UFPR, Curitiba, 2000.

Matos, R. S.; Vargas J. V. C.; Laursen T. A.; Saboya F. E. M. Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 20, pp. 3953-3961, 2001.

Matos, R. S. Otimização e Comparação de Desempenho de Trocadores de Calor de Tubos Circulares e Elípticos não Aletados, Tese de Doutorado, PIPE-UFPR, Curitiba, 2003.

Matos, R. S.; Vargas J. V. C.; Laursen T. A.; Bejan A. Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1347-1359, 2004a.

Matos, R. S., Laursen, T. A., Vargas, J. V. C., and Bejan, A., Three-Dimensional Optimization of Staggered Finned Circular and Elliptic Tubes in Forced Convection, *Int. J. Thermal Sciences*, 43(5), pp. 477-487, 2004b.

Mehdipour, R., "Simulating propeller and Propeller-Hull Interaction in OpenFOAM". Master Thesis, Centre for Naval Architecture, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2013.

Mendez, R. R.; Sen, M.; Yang, K. T.; McClain, R. Effect of fin spacing on convection in plate fin and tube heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 39-51, 2000.

Menter, F. R., Esch, T., "Elements of industrial heat transfer predictions.", 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, 2001.

Menter, F. R., "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605, 1994

Oliveira, A. B. F., Modelagem e simulação da hidrodinâmica em aeração forçada considerando aspectos globais de escoamento turbulento. SÃO CARLOS. 2013.

OpenFoam, The OpenFOAM Foundation. www.openfoam.org, 2013. Ltd. OpenCFD. OpenFOAM - User guide- Version 2.1.0, 2011.

Pedrotti, V. A., Otimização geométrica de arranjos tubulares submetido a escoamento externo utilizando construtal design. Dissertação de Mestrado, PPGMC-FURG, Rio Grande, 2015.

Pérez, R. B. Análise experimental da intensificação da transferência de calor através de geradores de vórtices em trocadores de calor compactos com tubos de geometria elíptica, Tese de Doutorado, EPUSP, São Paulo, 2001.

Rahman, M. M., Karim, M. M., Alim, M. A., Numerical investigation of unsteady flow past a circular cylinder using 2-d finite volume method. *J. Naval Architecture and Marine Engineering*, vol. 4, pp. 27-42, 2007.

Rezende, A. L. T., Análise Numérica da Bolha de Separação do Escoamento Turbulento sobre Placa Plana Fina Inclinada, Tese de Doutorado, PUC-Rio, Rio de Janeiro, 2009.

Rich, D. G. The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row plate fin-and-tube heat exchangers. *ASHRAE Trans.*, vol. 17, pp. 137-145, 1973.

Rich, D. G. The effect of the number of tube rows on the heat transfer performance of smooth plate and fin-and-tube heat exchangers. *ASHRAE Trans.*, vol. 81, pp. 307-317, 1975.

Roache, P. J., Perspective: A method for uniform reporting of grid refinement studies. *J. of Fluids Engineering*, vol. 116, pp. 405-413, 1994.

Rocha, L. A. O.; Saboya, F. E. M.; Vargas, J. V. C. A comparative study of elliptical and circular sections in one and two-row tubes and plate fin heat exchangers. *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 18, pp. 247-252, 1997.

Rocha, L. A. O. & Bejan A. Geometric optimization of periodic flow and heat transfer in a volume cooled by parallel tubes. *J. of Heat Transfer*, vol. 123, pp. 233-239, 2001.

Rosman, E. C.; Carajilescov, P.; Saboya, F. E. M. Performance of tube of one and two-row tube and plate fin heat exchangers. *J. Heat Transfer*, vol. 106, pp. 627-632, 1984.

Roychowdhury, D. G.; Das, S. K.; Sundararajan, T. Numerical simulation of laminar flow and heat transfer over banks of staggered cylinders. *Int. J. for Numerical Methods in Fluids*, vol. 39, pp. 23-40, 2002.

Saboya, F. E. M. & Sparrow, E. M. Local and average transfer coefficients for one-row plate fin and tube heat exchanger configurations. *J. Heat Transfer*, vol. 96, pp. 265-272, 1974.

Saboya, F. E. M. & Sparrow, E. M. Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchanger configurations. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 19, pp. 41-49, 1976.

Saboya, F. E. M. & Sparrow, E. M. Experiments on a three-row fin and tube heat exchangers. *J. Heat Transfer*, vol. 98, pp. 520-522, 1976.

Saboya, S. M. & Saboya, F. E. M. Experiments on elliptic sections in one and two-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 24, pp. 67-75, 2001.

Salim .M. Salim, and Cheah S.C., Wall y^+ Strategy for Dealing with Wall-bounded, *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists 2009 Vol II IMECS 2009*, March 18 - 20, 2009, Hong Kong.

Schulemberg, F. Finned elliptical tubes and their applications in air-cooled heat exchangers. *J. Eng. Ind.*, vol. 88, pp. 179-190, 1966.

Shepherd, D. G. Performance of one-row tube coils with thin, plate fins, low velocity forced convection. *Heating, Piping and Air Conditioning*, vol. 28, pp. 137-144, 1956.

Soares, D. V., Um modelo $k - \omega$ para escoamentos turbulentos parientais dilatáveis. *Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas*, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 2006.

Souza, L. G. V. M., Estudo do Refino de Malha em um Modelo Computacional de Bomba de Cavidades Progressivas. *Monografia para obtenção do título de Engenheiro Mecânico*, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, RN, 2011.

Stanescu, G.; Fowler, A. J.; Bejan, A. The optimal spacing of cylinders in free-stream cross-flow forced convection. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 39, pp. 311-317, 1996.

Sundt, E. M. W., "Numerical and Analytical Study of Steady State and Transient Heat Transfer in Liquid Filled Dead legs." *Master Thesis*, Faculty of Science and Technology, University of Stavanger. Norway, 2012.

Swain, A., Das, M. K., Convective Heat Transfer and Pressure Drop over Elliptical and Flattened Tube. *Heat Transfer – Asian Research*, vol. 45, pp. 462-481, 2016.

Tran, C. T., "The Effective Convectivity Model for simulation and analysis of melt pool heat transfer in a light water reactor pressure vessel lower head." Licentiate thesis (2009).

Versteeg, H.K., Malalasekera, W., An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. Prentice Hall, 2007.

Wang, C. C. & Chi, K. Y. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and tube heat exchangers, part I: new experimental data. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2681-2691, 2000a.

Wang, C. C.; Chi, K. Y.; Chang, C. J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2693-2700, 2000b.

Wang, C. C.; Lee, C. J.; Chang, C. T.; Lin, S. P. Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 42, pp. 1945-1956, 1999b.

Wang, C. C.; Jang, J. Y.; Chiou, N. F. Technical Note A heat transfer and friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 42, pp. 1919-1924, 1999a.

Wang, C. C.; Jang, J. Y.; Lai, C. C.; Chang, Y. J. Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers. *Int. J. of Refrigeration*, vol. 22, pp. 275-282, 1999c.

Wang, C. C.; Fu, W. L.; Chang C. T. Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 14, pp. 174-186, 1997.

Webb, R. L. Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers. *Heat Transfer Eng.* vol. 111, pp. 633- 640, 1980.

Webb, R. L. & Iyengar, A. Oval finned tube condenser and design pressure limits. *Journal of Enhanced Heat Transfer Eng.* vol. 8, pp. 147, 2001.

Ximenes, M. P. Heat and mass transfer in elliptical tubes and plate fin heat exchangers. Ph.D. thesis, Mechanical Engineering Division, Air Force Institute of Technology, São José dos Campos, Brazil, 1981.

Yan, W. M. & Sheen, P. J. Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 1651-1659, 2000.

Yilmaz, A.; Buyukalaca, O.; Yilmaz, T. Optimum shape and dimensions of ducts for convective heat transfer in laminar flow at constant wall temperature. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 767-775, 2000.

Yun, J. Y. & Lee, K. S. Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with interrupted surfaces. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 42, pp. 2375-2385, 1999.

Yun, J. Y. & Lee, K. S. Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of heat exchanger with slit fins. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2529-2539, 2000.

White, F. M., *Fluid mechanics*, Seventh Edition. McGrawHill, USA, 2009.

Wilcox, D. C., *Turbulence modeling for CFD*. 3rd Edition. DCW Industries. USA, 2006.

Žukauskas, A., "Heat Transfer from Tubes in Crossflow," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 93–160, 1972.

APÊNDICE A – ALGORITMOS DAS MALHAS – GMSH.

a) MALHA PARA O PROBLEMA COM 01 TUBO EM REGIME LAMINAR

```

Esize = 0.01;
L = 7;
H = 0.7;
D = 0.1;
r = D/2;
xc = 2.5;
yc = 0.35;
nL = L/Esize;   pL = 1; //5;
nH = H/Esize;
nT = 80;
Point(1) = {0, 0, 0, 1.0};
Point(2) = {L, 0, 0, 1.0};
Point(3) = {L, H, 0, 1.0};
Point(4) = {0., H, 0, 1.0};
Point(10) = {xc, yc, 0, 1.0};
Point(11) = {xc+r, yc, 0, 1.0};
Point(12) = {xc, yc+r, 0, 1.0};
Point(13) = {xc-r, yc, 0, 1.0};
Point(14) = {xc, yc-r, 0, 1.0};
Line(1) = {1, 2};
Line(2) = {2, 3};
Line(3) = {3, 4};
Line(4) = {4, 1};
Circle(5) = {11, 10, 12};
Circle(6) = {12, 10, 13};
Circle(7) = {13, 10, 14};
Circle(8) = {14, 10, 11};
Transfinite Line {3, 1} = nL Using Bump pL;
Transfinite Line {4, 2} = nH Using Progression 1;
Transfinite Line {5, 6, 7, 8} = nT Using Progression 1;
Line Loop(9) = {3, 4, 1, 2};
Line Loop(10) = {5, 6, 7, 8};
Plane Surface(11) = {9, 10};
Extrude {0, 0, 0.1} { Surface{11}; Layers{1}; Recombine; }

```

```

Physical Surface("inlet") = {28};
Physical Surface("outlet") = {36};
Physical Surface("topAndBottom") = {53, 11};
Physical Surface("wall") = {32, 24};
Physical Surface("tubes") = {48, 52, 40, 44};
Physical Volume("volume") = {1};

```

b) MALHA PARA O PROBLEMA COM UM 01 TUBO EM REGIME TURBULENTO

```

Esize = 0.01;
Mesh.CharacteristicLengthFactor = Esize;
Mesh.Algorithm = 6; //1=MeshAdapt, 2=Automatic, 5=Delaunay, 6=Frontal, 7=BAMG,
8=DelQuad
Mesh.RecombinationAlgorithm = 0; //0=standard, 1=blossom
Mesh.RecombineAll = 0; //0=off, 1=on
//Dimensions
D = 0.1;
r1 = D/2;    nr = 2*(Pi*r1/2)/Esize;
//r2 = 3*D/2;    nr = 2*(Pi*r2/2)/Esize;
//h = r2 - r1;    nh = 10*(h/Esize);           ph = 1.1;
L1 = 10*D;    nL1 = L1/Esize;
L2 = 3.5*D;  nL2 = 2*L2/Esize;
L3 = 20*D;   nL3 = L3/Esize;
L4 = 20*D;   nL4 = L4/Esize;
H1 = 8*D;    nH1 = H1/Esize;
H2 = 3.5*D;  nH2 = 2*H2/Esize;
H3 = 8*D;    nH3 = H3/Esize;
w = 0.1; //width
xc = L1 + L2/2;
yc = H1 + H2/2;
//Points
Point(1) = {0, 0, 0, 1.0};
Point(2) = {L1, 0, 0, 1.0};
Point(3) = {L1+L2, 0, 0, 1.0};
Point(4) = {L1+L2+L3, 0, 0, 1.0};
Point(5) = {L1+L2+L3+L4, 0, 0, 1.0};
Point(21) = {0, H1, 0, 1.0};
Point(22) = {L1, H1, 0, 1.0};

```

```

Point(23) = {L1+L2, H1, 0, 1.0};
Point(24) = {L1+L2+L3, H1, 0, 1.0};
Point(25) = {L1+L2+L3+L4, H1, 0, 1.0};
Point(31) = {0, H1+H2, 0, 1.0};
Point(32) = {L1, H1+H2, 0, 1.0};
Point(33) = {L1+L2, H1+H2, 0, 1.0};
Point(34) = {L1+L2+L3, H1+H2, 0, 1.0};
Point(35) = {L1+L2+L3+L4, H1+H2, 0, 1.0};
Point(41) = {0, H1+H2+H3, 0, 1.0};
Point(42) = {L1, H1+H2+H3, 0, 1.0};
Point(43) = {L1+L2, H1+H2+H3, 0, 1.0};
Point(44) = {L1+L2+L3, H1+H2+H3, 0, 1.0};
Point(45) = {L1+L2+L3+L4, H1+H2+H3, 0, 1.0};
Point(51) = {xc, yc, 0, 1.0};
Point(56) = {xc+r1*0.707106781, yc+r1*0.707106781, 0, 1.0};
Point(57) = {xc+r1*0.707106781, yc-r1*0.707106781, 0, 1.0};
Point(58) = {xc-r1*0.707106781, yc+r1*0.707106781, 0, 1.0};
Point(59) = {xc-r1*0.707106781, yc-r1*0.707106781, 0, 1.0};
//Straiiight lines
Line(9) = {1, 2};
Line(10) = {2, 3};
Line(11) = {3, 4};
Line(12) = {4, 5};
Line(13) = {21, 22};
Line(14) = {22, 23};
Line(15) = {23, 24};
Line(16) = {24, 25};
Line(17) = {31, 32};
Line(18) = {32, 33};
Line(19) = {33, 34};
Line(20) = {34, 35};
Line(21) = {41, 42};
Line(22) = {42, 43};
Line(23) = {43, 44};
Line(24) = {44, 45};
Line(25) = {1, 21};
Line(26) = {21, 31};
Line(27) = {31, 41};
Line(28) = {2, 22};

```

```

Line(29) = {22, 32};
Line(30) = {32, 42};
Line(31) = {3, 23};
Line(32) = {23, 33};
Line(33) = {33, 43};
Line(34) = {4, 24};
Line(35) = {24, 34};
Line(36) = {34, 44};
Line(37) = {5, 25};
Line(38) = {25, 35};
Line(39) = {35, 45};
Line(42) = {56, 33};
Line(43) = {58, 32};
Line(44) = {59, 22};
Line(45) = {57, 23};
Circle(46) = {59, 51, 58};
Circle(47) = {56, 51, 58};
Circle(48) = {56, 51, 57};
Circle(49) = {59, 51, 57};
//Surfaces
Line Loop(1) = {47, 43, 18, -42};
Plane Surface(1) = {1};
Line Loop(2) = {44, 29, -43, -46};
Plane Surface(2) = {2};
Line Loop(3) = {44, 14, -45, -49};
Plane Surface(3) = {3};
Line Loop(4) = {45, 32, -42, 48};
Plane Surface(4) = {4};
Line Loop(5) = {30, 22, -33, -18};
Plane Surface(5) = {5};
Line Loop(6) = {14, -31, -10, 28};
Plane Surface(6) = {6};
Line Loop(7) = {30, -21, -27, 17};
Plane Surface(7) = {7};
Line Loop(8) = {17, -29, -13, 26};
Plane Surface(8) = {8};
Line Loop(9) = {28, -13, -25, 9};
Plane Surface(9) = {9};
Line Loop(10) = {19, 36, -23, -33};

```

```

Plane Surface(10) = {10};
Line Loop(11) = {15, 35, -19, -32};
Plane Surface(11) = {11};
Line Loop(12) = {11, 34, -15, -31};
Plane Surface(12) = {12};
Line Loop(13) = {20, -38, -16, 35};
Plane Surface(13) = {13};
Line Loop(14) = {39, -24, -36, 20};
Plane Surface(14) = {14};
Line Loop(15) = {12, 37, -16, -34};
Plane Surface(15) = {15};
//Transfinite
Transfinite Line {46, 29} = nL2 Using Progression 1;
Transfinite Line {44, 43} = nH2 Using Progression 1;
Transfinite Line {49, 14} = nL2 Using Progression 1;
Transfinite Line {45, 44} = nH2 Using Progression 1;
Transfinite Line {48, 32} = nL2 Using Progression 1;
Transfinite Line {45, -42} = nH2 Using Progression 1;
Transfinite Line {47, 18} = nL2 Using Progression 1;
Transfinite Line {42, 43} = nH2 Using Progression 1;
Transfinite Line {27, 30, 33, 36, 39} = nH1 Using Progression 1;
Transfinite Line {26, 29, 32, 35, 38} = nH2 Using Progression 1;
Transfinite Line {25, 28, 31, 34, 37} = nH3 Using Progression 1;
Transfinite Line {9, 13, 17, 21} = nL1 Using Progression 1;
Transfinite Line {10, 14, 18, 22} = nL2 Using Progression 1;
Transfinite Line {11, 15, 19, 23} = nL3 Using Progression 1;
Transfinite Line {12, 16, 20, 24} = nL4 Using Progression 1;
// surface nucleo
Transfinite Surface {1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 11, 13};
Recombine Surface {1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 11, 13};
//surface boundary
Transfinite Surface {7, 9, 10, 12, 14, 15};
Recombine Surface {7, 9, 10, 12, 14, 15};
//Extrude
Extrude {0, 0, w} { Surface{1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15}; Layers{1};
Recombine; }
//Physical groups
Physical Surface("topAndBottom") = {203, 159, 269, 357, 335, 379, 313, 291, 181, 247, 225,
71, 137, 115, 93, 7, 10, 14, 13, 11, 8, 9, 12, 15, 2, 3, 4, 1, 5, 6};

```

```

Physical Surface("tubes") = {58, 92, 114, 136};
Physical Surface("sideWalls") = {194, 150, 264, 348, 366, 300, 176, 246};
Physical Surface("inlet") = {198, 224, 242};
Physical Surface("outlet") = {344, 326, 370};
Physical Volume("volume") = {7, 5, 10, 14, 13, 15, 12, 11, 6, 9, 8, 1, 2, 3, 4};

```

c) MALHA PARA O PROBLEMA COM FEIXE DE TUBOS EM REGIME LAMINAR

```

Esize = 0.0003;
//1996-Stanescu-The optimal spacing of cylinders in free-stream cross-flow forced convection
// M.V.A. Pereira, J.V.C. Vargas, J.A. Souza, R.S. Matos.
// March, 2017
b = (6.35e-3)/2;
e = 0.5;
a = b/e;
S = 1.5*2*b;
H = 20*2*b;
//H = 127e-3; //39.2e-3; //32.85e-3; //H
D = 1e-4;
C = (S+(2*b))/2;
//L = 134.e-3;
W = 35.2e-3; //33.4e-3;
m = 5.90833e-3;
x25 = (8.21e-3)/2;
x50 = (9.38571e-3)/2;
x75 = (10.95e-3)/2;
x100 = (13.14e-3)/2;
x = ((S+(2*b))*Sqrt(3))/2;
Point(1) = {0, 0, 0, 1.0};
Point(2) = {H-b, 0, 0, 1.0};
Point(3) = {2*H+2*b, 0, 0, 1.0};
Point(4) = {4*H, 0, 0, 1.0};
Point(5) = {4*H, C, 0, 1.0};
Point(6) = {2*H+2*b, C, 0, 1.0};
Point(7) = {H-b, C, 0, 1.0};
Point(8) = {0, C, 0, 1.0};
Point(21) = {H+a, C, 0, 1.0};
Point(22) = {H, C, 0, 1.0};

```

Point(23) = {H+2*a, C, 0, 1.0};
 Point(24) = {H+a, C-b, 0, 1.0};
 Point(31) = {H+a+x, 0, 0, 1.0};
 Point(32) = {H+x, 0, 0, 1.0};
 Point(33) = {H+2*a+x, 0, 0, 1.0};
 Point(34) = {H+a+x, b, 0, 1.0};
 Point(41) = {H+a+2*x, C, 0, 1.0};
 Point(42) = {H+2*x, C, 0, 1.0};
 Point(43) = {H+2*a+2*x, C, 0, 1.0};
 Point(44) = {H+a+2*x, C-b, 0, 1.0};
 Point(51) = {H+a+3*x, 0, 0, 1.0};
 Point(52) = {H+3*x, 0, 0, 1.0};
 Point(53) = {H+2*a+3*x, 0, 0, 1.0};
 Point(54) = {H+a+3*x, b, 0, 1.0};
 Point(61) = {H+a+4*x, C, 0, 1.0};
 Point(62) = {H+4*x, C, 0, 1.0};
 Point(63) = {H+2*a+4*x, C, 0, 1.0};
 Point(64) = {H+a+4*x, C-b, 0, 1.0};
 Point(71) = {H+a+5*x, 0, 0, 1.0};
 Point(72) = {H+5*x, 0, 0, 1.0};
 Point(73) = {H+2*a+5*x, 0, 0, 1.0};
 Point(74) = {H+a+5*x, b, 0, 1.0};
 Point(81) = {H+a+6*x, C, 0, 1.0};
 Point(82) = {H+6*x, C, 0, 1.0};
 Point(83) = {H+2*a+6*x, C, 0, 1.0};
 Point(84) = {H+a+6*x, C-b, 0, 1.0};
 Point(91) = {H+a+7*x, 0, 0, 1.0};
 Point(92) = {H+7*x, 0, 0, 1.0};
 Point(93) = {H+2*a+7*x, 0, 0, 1.0};
 Point(94) = {H+a+7*x, b, 0, 1.0};
 Point(101) = {H+a+8*x, C, 0, 1.0};
 Point(102) = {H+8*x, C, 0, 1.0};
 Point(103) = {H+2*a+8*x, C, 0, 1.0};
 Point(104) = {H+a+8*x, C-b, 0, 1.0};
 Point(111) = {H+a+9*x, 0, 0, 1.0};
 Point(112) = {H+9*x, 0, 0, 1.0};
 Point(113) = {H+2*a+9*x, 0, 0, 1.0};
 Point(114) = {H+a+9*x, b, 0, 1.0};
 Line(21) = {1, 2};

```

Line(23) = {2, 32};
Line(24) = {33, 52};
Line(25) = {53, 72};
Line(26) = {73, 92};
Line(27) = {93, 112};
Line(28) = {113, 3};
Line(29) = {3, 4};
Line(31) = {4, 5};
Line(32) = {5, 6};
Line(34) = {6, 103};
Line(35) = {102, 83};
Line(36) = {82, 63};
Line(37) = {62, 43};
Line(38) = {42, 23};
Line(39) = {22, 7};
Line(40) = {7, 8};
Line(42) = {8, 1};
//transfinite
Line(51) = {2, 7};
Line(52) = {3, 6};
Ellipse(1) = {22, 21, 23, 24};
Ellipse(2) = {23, 21, 22, 24};
Ellipse(3) = {42, 41, 43, 44};
Ellipse(4) = {43, 41, 42, 44};
Ellipse(5) = {32, 31, 33, 34};
Ellipse(6) = {33, 31, 32, 34};
Ellipse(7) = {52, 51, 53, 54};
Ellipse(8) = {53, 51, 52, 54};
Ellipse(9) = {62, 61, 63, 64};
Ellipse(10) = {63, 61, 62, 64};
Ellipse(11) = {72, 71, 73, 74};
Ellipse(12) = {73, 71, 72, 74};
Ellipse(13) = {82, 81, 83, 84};
Ellipse(14) = {83, 81, 82, 84};
Ellipse(15) = {92, 91, 93, 94};
Ellipse(16) = {93, 91, 92, 94};
Ellipse(17) = {102, 101, 103, 104};
Ellipse(18) = {103, 101, 102, 104};
Ellipse(19) = {112, 111, 113, 114};

```

```

Ellipse(20) = {113, 111, 112, 114};
Transfinite Line {-40, 21} = 200 Using Progression 0.99;
Line Loop(36) = {42, 21, 51, 40};
Plane Surface(37) = {36};
Transfinite Surface(37);
Recombine Surface(37);
Transfinite Line {-29, 32} = 400 Using Progression 0.995;
Line Loop(55) = {52, -32, -31, -29};
Plane Surface(56) = {55};
Transfinite Surface(56);
Recombine Surface(56);
Transfinite Line {2, 1, 5, 6, 3, 4, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20} = 80 Using
Progression 1;
Line Loop(57) = {51, -39, 1, -2, -38, 3, -4, -37, 9, -10, -36, 13, -14, -35, 17, -18, -34, -52, -28,
20, -19, -27, 16, -15, -26, 12, -11, -25, 8, -7, -24, 6, -5, -23};
Plane Surface(58) = {57};
Extrude {0, 0, -D} {Surface{37, 56, 58}; Layers{1}; Recombine;}
Physical Surface("inlet") = {67};
Physical Surface("front") = {37, 58, 56};
Physical Surface("back") = {102, 274, 80};
Physical Surface("topAndBottom") = {71, 273, 261, 249, 237, 225, 213, 101, 93, 205, 193,
181, 169, 157, 145, 79};
Physical Surface("outlet") = {97};
Physical Surface("tubes") = {221, 217, 201, 197, 233, 229, 189, 185, 245, 241, 177, 173, 257,
253, 165, 161, 269, 265, 149, 153};
Physical Volume("airInlet") = {1};
Physical Volume("air") = {3};
Physical Volume("airOutlet") = {2};

```

d) MALHA PARA O PROBLEMA DE ARRANJO COM 4 TUBOS EM REGIME TURBULENTO

```

S/2b= 0,5 e= 0,5  $\Phi_r$ = 0,260;
Esize = 0.0003;
Mesh.CharacteristicLengthFactor = 5*Esize;
Mesh.Algorithm = 8; //1=MeshAdapt, 2=Automatic, 5=Delaunay, 6=Frontal, 7=BAMG,
8=DelQuad
Mesh.RecombinationAlgorithm = 0; //0=standard, 1=blossom
Mesh.RecombineAll = 1; //0=off, 1=on

```

```

//Mesh.RandomFactor = 1.e-9;
//Dimensions
e = 0.5;
r = 7.9375e-3;
dr = 0.05*r;          ndr = 4*dr/Esize;          pdr = 0.9;
a = r/e;
b = r;
F = (0.3e-3)/2;
D = ((0.855e-3)/2)+F;
// 0.5fin/inch = 50.5 / fi=0.006;
// 8fin/inch = 2.875 / fi=0.094;
// 22fin/inch = 0.855 / fi=0.26;
// Fix Volume: L=135.33 x H=115.09 x W=152mm
S = 0.5*2*b;
L = 2*135.33e-3;
d = 34.37e-3; //(Sqrt(3)*(S+2*b)/2);
L1 = L;                nL1 = 1+(L1/Esize);
L2 = 2*d - 2*a;        nL2 = 1+ (L2/Esize);
L4 = (L1+a+d)-a;       nL4 = 1+ (L4/Esize);
L5 = 2*d - 2*a;        nL5 = 1+ (L5/Esize);
L6 = L;                nL6 = 1+ (L6/Esize);
L3 = (L4+L5+L6+4*a)-(L1+L2+4*a); nL3 = 1+ (L3/Esize);
L7 = 0.9*L1;           nL7 = 1+(0.3*L7/Esize); pL7 = 0.995;
L8 = L7;               nL8 = nL7;
L9 = L1-L7+a;          nL9 = 1+(L9/Esize);
h = (S+2*b)/2;         nh = 1+ (h/Esize);          ph = 0.1;
ne = 0.08*(Pi*a*(2 - 0.5*Exp(1)^2 + 3/16*Exp(1)^4))/Esize;
//Points
Point(101) = {0, 0, 0};
Point(102) = {L1, 0, 0};
Point(1102) = {L1-dr, 0, 0};
Point(103) = {L1+a, 0, 0};
Point(104) = {L1+2*a, 0, 0};
Point(1104) = {L1+2*a+dr, 0, 0};
Point(108) = {L1+L2+2*a, 0, 0};
Point(1108) = {L1+L2+2*a-dr, 0, 0};
Point(109) = {L1+L2+3*a, 0, 0};
Point(110) = {L1+L2+4*a, 0, 0};
Point(1110) = {L1+L2+4*a+dr, 0, 0};

```

Point(112) = {L4+L5+3*a, 0, 0};
 Point(114) = {L1+L2+L3+4*a, 0, 0};
 Point(203) = {L1+a, b, 0};
 Point(1203) = {L1+a, b+dr, 0};
 Point(209) = {L1+L2+3*a, b, 0};
 Point(1209) = {L1+L2+3*a, b+dr, 0};
 Point(306) = {L4+a, h-b, 0};
 Point(1306) = {L4+a, h-b-dr, 0};
 Point(312) = {L4+L5+3*a, h-b, 0};
 Point(1312) = {L4+L5+3*a, h-b-dr, 0};
 Point(401) = {0, h, 0};
 Point(403) = {L1+a, h, 0};
 Point(405) = {L4, h, 0};
 Point(1405) = {L4-dr, h, 0};
 Point(406) = {L4+a, h, 0};
 Point(407) = {L4+2*a, h, 0};
 Point(1407) = {L4+2*a+dr, h, 0};
 Point(411) = {L4+L5+2*a, h, 0};
 Point(1411) = {L4+L5+2*a-dr, h, 0};
 Point(412) = {L4+L5+3*a, h, 0};
 Point(413) = {L4+L5+4*a, h, 0};
 Point(1413) = {L4+L5+4*a+dr, h, 0};
 Point(414) = {L4+L5+4*a+L, h, 0};
 Point(701) = {L7, 0, 0};
 Point(702) = {L4+L5+4*a+L-L7, 0, 0};
 Point(801) = {L8, h, 0};
 Point(802) = {L4+L5+4*a+L-L7, h, 0};
 //Ellipses
 Ellipse(1) = {102, 103, 104, 203};
 Ellipse(2) = {203, 103, 104, 104};
 Ellipse(101) = {1102, 103, 1102, 1203};
 Ellipse(102) = {1203, 103, 1104, 1104};
 Ellipse(3) = {405, 406, 405, 306};
 Ellipse(4) = {306, 406, 407, 407};
 Ellipse(103) = {1405, 406, 1405, 1306};
 Ellipse(104) = {1306, 406, 1407, 1407};
 Ellipse(5) = {108, 109, 108, 209};
 Ellipse(6) = {209, 109, 110, 110};
 Ellipse(105) = {1108, 109, 1108, 1209};

```

Ellipse(106) = {1209, 109, 1110, 1110};
Ellipse(7) = {312, 412, 411, 411};
Ellipse(8) = {312, 412, 413, 413};
Ellipse(1107) = {1312, 412, 1411, 1411};
Ellipse(1108) = {1312, 412, 1413, 1413};
//Lines
Line(9) = {101, 701};
Line(10) = {101, 401};
Line(11) = {401, 801};
Line(12) = {1407, 1411};
Line(13) = {1104, 1108};
Line(14) = {114, 702};
Line(15) = {414, 114};
Line(16) = {414, 802};
Line(19) = {1102, 102};
Line(20) = {1104, 104};
Line(23) = {1203, 203};
Line(26) = {1306, 306};
Line(27) = {1405, 405};
Line(28) = {1407, 407};
Line(107) = {1209, 209};
Line(108) = {1108, 108};
Line(109) = {1110, 110};
Line(1109) = {1411, 411};
Line(1110) = {1312, 312};
Line(1111) = {1413, 413};
Line(200) = {801, 403};
Line(201) = {403, 1203};
Line(202) = {1102, 701};
Line(203) = {701, 801};
Line(204) = {702, 802};
Line(205) = {702, 112};
Line(206) = {112, 1312};
Line(207) = {802, 1413};
Line(208) = {112, 1110};
Line(209) = {403, 1405};
//Surfaces
Line Loop(24) = {-23, 102, 20, -2};
Plane Surface(25) = {24};

```

Line Loop(26) = {19, 1, -23, -101};
 Plane Surface(27) = {26};
 Line Loop(27) = {27, 3, -26, -103};
 Plane Surface(28) = {27};
 Line Loop(28) = {26, 4, -28, -104};
 Plane Surface(29) = {28};
 Line Loop(29) = {-108, 105, 107, -5};
 Plane Surface(30) = {29};
 Line Loop(30) = {107, 6, -109, -106};
 Plane Surface(31) = {30};
 Line Loop(31) = {-1109, -1107, 1110, 7};
 Plane Surface(32) = {31};
 Line Loop(32) = {1108, 1111, -8, -1110};
 Plane Surface(33) = {32};
 Line Loop(33) = {10, 11, -203, -9};
 Plane Surface(34) = {33};
 Line Loop(34) = {203, 200, 201, -101, 202};
 Plane Surface(35) = {34};
 Line Loop(35) = {-14, -15, 16, -204};
 Plane Surface(36) = {35};
 Line Loop(36) = {206, 1108, -207, -204, 205};
 Plane Surface(37) = {36};
 Line Loop(37) = {13, 105, 106, -208, 206, 1107, -12, -104, -103, -209, 201, 102};
 Plane Surface(38) = {37};
 //Tranfinities
 Transfinite Line {10, 15} = nh Using Progression 1;
 Transfinite Line {9} = nL7 Using Progression pL7;
 Transfinite Line {13} = nL2 Using Progression 1;
 Transfinite Line {14} = nL7 Using Progression pL7;
 Transfinite Line {11} = nL8 Using Progression pL7;
 Transfinite Line {12} = nL5 Using Progression 1;
 Transfinite Line {16} = nL7 Using Progression pL7;
 Transfinite Line {1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8} = ne Using Progression 1;
 Transfinite Line {101, 102, 103, 104, 105, 106, 1107, 1108} = ne Using Progression 1;
 Transfinite Line {19, 20, 23, 26, 27, 28, 107, 108, 109, 1109, 1110, 1111} = ndr Using
 Progression pdr;
 Transfinite Line {200} = nL9 Using Progression 1;
 Transfinite Line {201, 206} = (h-b-dr)/Esize Using Progression 1;
 Transfinite Line {202} = (L1-L7)/Esize Using Progression 1;

```

Transfinite Line {203, 204} = nh Using Progression 1;
Transfinite Line {205} = (L6-L7+a)/Esize Using Progression 1;
Transfinite Line {207} = (L6-L7)/Esize Using Progression 1;
Transfinite Line {208, 209} = (L4-L1-a)/Esize Using Progression 1;
Transfinite Surface {25, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 36};
Recombine Surface {25, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 36};
Extrude {0, 0, -D} {Surface{25, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38}; Layers{4};
Recombine;}
//Extrude {0, 0, -D} {Surface{25, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38}; Layers{{8,12},
{0.05,1}}; Recombine;} //FOR 0,5FIN/INCH
//Outputs
Printf("a = %f", a);
Printf("b = %f", b);
Printf("S = %f", S);
Printf("h = %f", h);
Printf("L = %f", L);
Printf("D = %f", D);
Printf("RandomFactor = %e", Mesh.RandomFactor);
Physical Surface("inlet") = {1296};
Physical Surface("outlet") = {1349};
Physical Surface("front") = {34, 36};
//Physical Surface("topAndBottom") = {1300, 1323, 1438, 1426, 1376, 1353, 1345, 1384,
1414, 1402, 1335, 1308, 1164, 1194, 1252, 1278, 1238, 1208, 1128, 1142};
Physical Surface("tubes") = {1282, 1264, 1234, 1220, 1190, 1168, 1132, 1146};
Physical Surface("fin") = {35, 38, 37, 33, 32, 31, 30, 29, 28, 25, 27};
Physical Surface("back") = {1309, 1336, 1358, 1385, 1447, 1177, 1199, 1221, 1243, 1265,
1287, 1155, 1133};
Physical Volume("airinlet") = {9};
Physical Volume("airoutlet") = {11};
Physical Volume("air") = {10, 2, 1, 3, 4, 13, 5, 6, 7, 8, 12};
Physical Surface("topAndBottom") = {1426, 1194, 1438, 1164, 1323, 1300, 1308, 1335, 1142,
1128, 1208, 1238, 1252, 1278, 1376, 1384, 1414, 1353, 1345, 1402};

```