

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

MATHEUS STROBEL

ANÁLISE DA PERDA DE CARGA E MÁ DISTRIBUIÇÃO EM TROCADOR DE CALOR
COMPACTO FABRICADO POR IMPRESSÃO 3D

Joinville

2019

MATHEUS STROBEL

ANÁLISE DE PERDA DA CARGA E MÁ DISTRIBUIÇÃO EM TROCADOR DE CALOR
COMPACTO FABRICADO POR IMPRESSÃO 3D

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de bacharel no Curso de Graduação em Engenharia Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador(a): Prof. Marcus Vinícius Volponi Morteau, Dr.

Joinville

2019

MATHEUS STROBEL

ANÁLISE DA PERDA DE CARGA E MÁ DISTRIBUIÇÃO EM TROCADOR DE CALOR
COMPACTO FABRICADO POR IMPRESSÃO 3D

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Banca Examinadora:

Dr. Marcus Vinícius Volponi Morteau
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Dr. Filipe Dutra da Silva
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Dra. Talita Sauter Possamai
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho a minha família,
Sérgio, Dorotéa e Bruna.

AGRADECIMENTOS

O trabalho de conclusão de curso simboliza muito além do esforço realizado para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Automotiva. Representa o fim de um ciclo iniciado em Março de 2014, onde foi iniciada a graduação na Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), em Joinville.

Agradeço a Universidade que me deu a oportunidade de cursar o curso de Engenharia Automotiva nesta renomada instituição. Obrigado, por proporcionar um ambiente agradável para os alunos, além de estimular a criatividade, a interação e a participação das atividades acadêmicas. Sou grato a todo corpo docente, à direção e a administração dessa instituição.

Agradeço a Deus desde o primeiro momento em que fui privilegiado ao ser aprovado nesta instituição. Obrigado por me transmitir força, foco e fé que me acompanharam ao longo desses 5 anos e que não me permitiram desistir.

Agradeço aos meus pais Sérgio L. Strobel e Dorotéa T. Strobel, que me proporcionaram a melhor educação e lutaram para que eu tivesse concluindo mais essa etapa da minha vida. Agradeço também a minha irmã Bruna Strobel, que me apoiou em todos os momentos, e que acompanhou a minha dedicação e torceu por mim durante a graduação.

Agradeço aos meus amigos, em especial ao Eduardo, Renan, Thiago e ao time de futebol Catuabeiros F.C, pela amizade formada e pelos bons momentos compartilhados com vocês durante estes 5 anos.

Agradeço a todos os professores do curso de Engenharia Automotiva que compartilharam seus conhecimentos em sala de aula e acompanharam a minha jornada enquanto universitário. Sou grato especialmente ao professor Marcus Morteau, que compartilhou seus conhecimentos pelo desenvolvimento desta pesquisa, pela disciplina e paciência em exercer a orientação e pela divulgação de seu conhecimento técnico.

Agradeço à equipe de competição Fórmula CEM, o qual tive o prazer de trabalhar durante 2 anos, formando novas amizades e desenvolvendo o meu conhecimento teórico e prático. Ao grupo de pesquisa T2F, em especial ao Giovani, Leonel, Mariana e Matheus pela amizade formada e na colaboração com a bancada experimental e testes experimentais. Ao laboratório de pesquisa METeQ, por disponibilizar auxílio durante o trabalho de conclusão de curso. E a bolsa de Iniciação Científica – PIBIC, que me proporcionou a oportunidade de aprofundar mais no ramo de pesquisa acadêmica, e ver o quão maravilhoso é esta área.

RESUMO

Trocadores de calor compacto são equipamentos caracterizados pela alta razão de área de transferência térmica por unidade de volume, sendo aplicados em situações onde o espaço e o peso são limitados. Os processos convencionais de fabricação de trocadores de calor dificilmente utilizam configurações de canais com caminhos complexos, devido ao custo e dificuldade de fabricação. Com o avanço da tecnologia, utilizando a técnica de manufatura aditiva, torna-se possível explorar diferentes configurações geométricas de canais e caminhos. No presente trabalho, foi realizada uma análise da viabilidade de fabricação de um protótipo de trocador de calor compacto por manufatura aditiva. Foram realizados testes experimentais em protótipos poliméricos, produzidos pelas tecnologias de modelagem por fusão e deposição (FDM) e sinterização seletiva a laser (SLS), de modo a avaliar a perda de carga no sistema e a má distribuição em bocais. Os testes de perda de carga, foram realizados com ar comprimido a temperatura ambiente em uma ampla faixa de número de Reynolds, abrangendo desde o escoamento laminar até o turbulento, totalizando 76 testes experimentais. Um modelo teórico foi desenvolvido e validado para prever o comportamento da perda de carga no trocador, tendo um erro médio de aproximadamente 16%. Testes de má distribuição de água e de ar em bocais foram realizados com água a temperatura ambiente em 8 níveis de vazão para 2 configurações de bocais, e ar comprimido a temperatura ambiente em 18 níveis de vazão totalizando 36 testes experimentais. Verificou-se a presença da má distribuição para baixas vazões. Um modelo analítico foi desenvolvido e validado para prever a perda de carga no bocal fabricado, apresentando um erro médio de 19%.

Palavras-chave: Trocador de Calor Compacto. Manufatura Aditiva. Sinterização Seletiva à Laser. Perda de Carga. Má Distribuição.

ABSTRACT

Compact heat exchangers are equipment characterized by high ratio of thermal transfer area per unit volume and are used in situations where space and weight are limited. Heat exchanger manufacturing processes hardly use complex channel configurations due to use and manufacturing difficulty. With the advancement of technology using the additive manufacturing technique, it becomes possible to explore different geometric configurations of channels. In the present work, an analysis of the feasibility of manufacturing a compact heat exchanger model by additive manufacturing was performed. Experimental tests were performed on polymeric prototypes, used by fusion and deposition modeling (FDM) and selective laser sintering (SLS) technologies, to evaluate the pressure drop in the system and the maldistribution in the nozzles. The pressure drop tests were performed at ambient temperature over a wide range of Reynolds numbers, ranging from laminar flow to turbulence, totaling 76 experimental tests. A theoretical model was developed and validated to predict the pressure drop behavior of the heat exchanger, with an average error of approximately 16%. Water and air maldistribution in nozzle tests were performed with ambient temperature water at 8 flow levels for 2 nozzle configurations and ambient temperature compressed air at 18 flow levels, totaling 36 experiment tests. Maldistribution for low flow rates was found. An analytical model was developed and validated to predict an manufactured nozzle pressure drop, presenting an average error of 19%.

Keywords: Compact Heat Exchanger. Additive Manufacturing. Selective Laser Sintering. Pressure Drop. Maldistribution.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Classificação de Trocadores de Calor	24
Figura 2 – Comparação entre volume de um trocador de calor convencional com trocador de calor compacto.....	26
Figura 3 – Densidade de área superficial de trocadores de calor compacto	26
Figura 4 – Trocadores de calor de circuito impresso fabricados de soldagem por difusão	27
Figura 5 – Aplicações de trocadores de calor compacto no setor automotivo	29
Figura 6 – Principais etapas do processo de manufatura aditiva.	30
Figura 7 – Diferentes matérias primas utilizadas no processo de manufatura aditiva.....	31
Figura 8 – Classificação em função do processo de união.....	31
Figura 9 – Componentes envolvidos no processo de SLS.	33
Figura 10 - Desenvolvimento hidrodinâmico do escoamento no interior de um duto	39
Figura 11 – Perda de carga associado ao Núcleo	40
Figura 12 – Coeficientes de entrada e saída de Perda de Pressão	44
Figura 13 – Bocal de seção transversal circular para retangular	46
Figura 14 – Valores experimentais de coeficiente de resistência de divergência	47
Figura 15 – Gráfico coeficiente de resistência de divergência.....	48
Figura 16 - Bocal de seção transversal retangular para circular.....	49
Figura 17 – Coeficiente de perda para curvas e desvios	51
Figura 18 – Detalhes geométricos interno do núcleo.....	55
Figura 19 – Trocador de calor compacto fabricado por FDM.....	57
Figura 20 – Trocador de calor fabricado por SLS	57
Figura 21 – Coleta de dados de rugosidade do material	58
Figura 22 – Bocal fabricado por SLS	59
Figura 23 – Montagem do trocador de calor com canal reto.....	59
Figura 24 – Bancada Experimental.....	60
Figura 25 – Montagem do sensor de temperatura PT100 e do transdutor diferencial de pressão	61
Figura 26 – Fluxograma da bancada experimental.....	62
Figura 27 – Placa de acrílico fabricada	65
Figura 28 – Características geométrica da placa de acrílico	66
Figura 29 – Montagem do bocal a placa de acrílico	66
Figura 30 – Placa de acrílico dividido em quadrantes	67

Figura 31 – Bancada Experimental e Fluxograma da bancada.	68
Figura 32 – Configuração de entrada e saída – Bocal 1.....	68
Figura 33 – Configuração de entrada e saída – Bocal 2.....	69
Figura 34 – Béqueres 2L Global Glass	70
Figura 35 – Balança de precisão Katashi 5 Kg.....	71
Figura 36 – Conexões “T”	73
Figura 37 – Instalação Bocal - Placa Ar (a) e Instalação Bocal – Placa Água (b)	73
Figura 38 – Bancada Experimental Má Distribuição (Ar).....	75
Figura 39 – Perda de Carga do Sistema em função de Re	79
Figura 40 – Conjunto de Teste 1 da perda de carga no sistema	84
Figura 41 – Conjunto de Teste 2 da perda de carga no sistema	84
Figura 42 – Comparação entre resultado experimental e teórico	85
Figura 43 – Parcelas de Perda de Carga de componentes em função de Re	86
Figura 44 – Vazão mássica em cada quadrante Bocal 1 (caso 1).....	87
Figura 45 – Distribuição do fluido f_1 – 9Hz (Bocal 1).....	89
Figura 46 – Distribuição do fluido f_1 – 9 Hz (Bocal 2).....	89
Figura 47 – Vazão mássica insuficiente no bocal (f_1 – 9 Hz).....	90
Figura 48 – Distribuição do fluido f_2 – 11 Hz (Bocal 1).....	90
Figura 49 – Distribuição do fluido f_2 – 11 Hz (Bocal 2).....	91
Figura 50 – Distribuição do fluido f_8 – 23 Hz (Bocal 1).....	91
Figura 51 – Distribuição do fluido f_8 – 23 Hz (Bocal 2).....	92
Figura 52 – Coeficiente de variação para as diferentes configurações de bocais.....	93
Figura 53 – Coeficiente de Variação Modificado – Caso 1	94
Figura 54 – Coeficiente de Variação Modificado – Caso 2	95
Figura 55 – Distribuição do fluido Re – 1793,3 (Teste 1)	97
Figura 56 – Distribuição do fluido Re – 1588 (Teste 2)	97
Figura 57 – Distribuição do fluido Re – 14930,4 (Teste 1).....	98
Figura 58 – Distribuição do fluido Re – 14675,9 (Teste 2).....	98
Figura 59 – Coeficiente de variação em função de Re para o ar	99
Figura 60 – Cotovelo na entrada – má distribuição do ar	100
Figura 61 – CoV Modificado do ar para o Teste 1 e Teste 2.....	101
Figura 62 – Parcelas de perda de carga modelo teórico bocal	102
Figura 63 – Perda de carga do bocal em função de Re para o Teste 1 e Teste 2.....	105
Figura 64 – Comparação entre resultado experimental e modelo teórico bocal	106

Figura 65 – Parcelas de Perda de Carga de componentes em função de Re (Modelo analítico bocal – Eq. (46))	107
Figura 66 – Projeto de fabricação da placa de acrílico	119
Figura 67 - Distribuição da vazão mássica frequência 9 Hz – Caso 1.....	147
Figura 68 - Distribuição da vazão mássica frequência 13 Hz – Caso 1.....	147
Figura 69 - Distribuição da vazão mássica frequência 15 Hz – Caso 1.....	147
Figura 70 - Distribuição da vazão mássica frequência 17 Hz – Caso 1.....	148
Figura 71 - Distribuição da vazão mássica frequência 19 Hz – Caso 1.....	148
Figura 72 - Distribuição da vazão mássica frequência 21 Hz – Caso 1.....	148
Figura 73 - Distribuição da vazão mássica frequência 21 Hz – Caso 1.....	149
Figura 74 - Distribuição da vazão mássica frequência 9 Hz – Caso 2.....	149
Figura 75 - Distribuição da vazão mássica frequência 11 Hz – Caso 2.....	149
Figura 76 - Distribuição da vazão mássica frequência 13 Hz – Caso 2.....	150
Figura 77 - Distribuição da vazão mássica frequência 15 Hz – Caso 2.....	150
Figura 78 - Distribuição da vazão mássica frequência 17 Hz – Caso 2.....	150
Figura 79 - Distribuição da vazão mássica frequência 19 Hz – Caso 2.....	151
Figura 80 - Distribuição da vazão mássica frequência 21 Hz – Caso 2.....	151
Figura 81 - Distribuição da vazão mássica frequência 23 Hz – Caso 2.....	151
Figura 82 – Distribuição do fluido f3 – 13 Hz (Caso 1)	152
Figura 83 – Distribuição do fluido f4 – 15 Hz (Caso 1)	152
Figura 84 – Distribuição do fluido f5 – 17 Hz (Caso 1)	152
Figura 85 – Distribuição do fluido f6 – 19 Hz (Caso 1)	153
Figura 86 – Distribuição do fluido f7 – 21 Hz (Caso 1)	153
Figura 87 – Distribuição do fluido f3 – 13 Hz (Caso 2)	153
Figura 88 – Distribuição do fluido f4 – 15 Hz (Caso 2)	154
Figura 89 – Distribuição do fluido f5 – 17 Hz (Caso 2)	154
Figura 90 – Distribuição do fluido f6 – 19 Hz (Caso 2)	154
Figura 91 – Distribuição do fluido f7 – 21 Hz (Caso 2)	155
Figura 92 – Distribuição do fluido (ar) 1600 – Teste 1 e Teste 2.....	155
Figura 93 – Distribuição do fluido (ar) 2400 – Teste 1 e Teste 2.....	156
Figura 94 – Distribuição do fluido (ar) 2800 – Teste 1 e Teste 2.....	156
Figura 95 – Distribuição do fluido (ar) 3200 – Teste 1 e Teste 2.....	156
Figura 96 – Distribuição do fluido (ar) 3600 – Teste 1 e Teste 2.....	157
Figura 97 – Distribuição do fluido (ar) 4000 – Teste 1 e Teste 2.....	157

Figura 98 – Distribuição do fluido (ar) 5000 – Teste 1 e Teste 2.....	157
Figura 99 – Distribuição do fluido (ar) 6000 – Teste 1 e Teste 2.....	158
Figura 100 – Distribuição do fluido (ar) 7000 – Teste 1 e Teste 2.....	158
Figura 101 – Distribuição do fluido (ar) 8000 – Teste 1 e Teste 2.....	158
Figura 102 – Distribuição do fluido (ar) 9000 – Teste 1 e Teste 2.....	159
Figura 103 – Distribuição do fluido (ar) 10000 – Teste 1 e Teste 2.....	159
Figura 104 – Distribuição do fluido (ar) 11000 – Teste 1 e Teste 2.....	159
Figura 105 – Distribuição do fluido (ar) 12000 – Teste 1 e Teste 2.....	160
Figura 106 – Distribuição do fluido (ar) 13000 – Teste 1 e Teste 2.....	160
Figura 107 – Distribuição do fluido (ar) 15000 – Teste 1 e Teste 2.....	160
Figura 108 – Rugosidade medida do primeiro ponto e segundo ponto de medição.....	161

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros Experimentais Modelo Shah-Bender para escoamentos laminares.....	42
Tabela 2 – Medidas geométricas bocal de entrada	46
Tabela 3 – Parâmetros experimentais	50
Tabela 4 – Valores de entrada perda de pressão devido as perdas menores	52
Tabela 5 – Características geométricas dos protótipos	56
Tabela 6 – Vazões mássicas ramal frio e quente	63
Tabela 7 – Incerteza dos parâmetros.....	64
Tabela 8 – Vazões mássicas analisadas	70
Tabela 9 – Incerteza dos parâmetros.....	72
Tabela 10 – Procedimento Experimental – Má Distribuição (Ar).....	76
Tabela 11 – Incerteza dos parâmetros.....	77
Tabela 12 – Parâmetros coletados durante o experimente – Teste 1B	78
Tabela 13 – Correlações de Fator de Atrito para cada regime de escoamento	80
Tabela 14 – Erro percentual no regime laminar	81
Tabela 15 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Konakov (1946) – Eq. (16) no Teste 1A.....	82
Tabela 16 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Colebrook (1939) – Eq. (17) no Teste 1A.....	82
Tabela 17 – Média dos erros percentuais dos testes	83
Tabela 18 – Erro percentual do modelo	85
Tabela 19 – Parâmetros coletados durante o teste de 9 Hz – Configuração de Bocal 1	88
Tabela 20 – Parâmetros coletados durante a má distribuição do ar – Teste 1.....	96
Tabela 21 – Parâmetros coletados durante a má distribuição do ar – Teste 2.....	96
Tabela 22 – Parâmetros modelo teórico de perda de carga no bocal.....	102
Tabela 23 – Erro percentual no modelo teórico proposto no bocal Eq. (46) no Teste 1	103
Tabela 24 – Erro percentual no modelo teórico proposto no bocal Eq. (46) no Teste 2	104
Tabela 25 – Erro percentual do modelo teórico do bocal	104
Tabela 26 – Resumo bibliográfico da má distribuição	115
Tabela 27 – Parâmetros coletados durante o experimente – Teste 1A	120
Tabela 28 – Parâmetros coletados durante o experimente – Teste 2A	120
Tabela 29 – Parâmetros coletados durante o experimente – Teste 2B	121

Tabela 30 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Konakov Eq. (15) no Teste 1B	121
Tabela 31 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Konakov Eq. (15) no Teste 2A	122
Tabela 32 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Konakov Eq. (15) no Teste 2B	122
Tabela 33 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Colebrook Eq. (16) no Teste 1B	123
Tabela 34 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Colebrook Eq. (16) no Teste 2A	123
Tabela 35 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Colebrook Eq. (16) no Teste 2B	124
Tabela 36 – Parâmetros coletados durante o teste 11 Hz – Caso 1,	124
Tabela 37 – Parâmetros coletados durante o teste 13 Hz – Caso 1,	124
Tabela 38 – Parâmetros coletados durante o teste 15 Hz – Caso 1,	125
Tabela 39 – Parâmetros coletados durante o teste 17 Hz – Caso 1,	125
Tabela 40 – Parâmetros coletados durante o teste 19 Hz – Caso 1,	125
Tabela 41 – Parâmetros coletados durante o teste 21 Hz – Caso 1,	125
Tabela 42 – Parâmetros coletados durante o teste 23 Hz – Caso 1,	126
Tabela 43 – Parâmetros coletados durante o teste 9 Hz – Caso 2,	126
Tabela 44 – Parâmetros coletados durante o teste 11 Hz – Caso 2	126
Tabela 45 – Parâmetros coletados durante o teste 13 Hz – Caso 2	127
Tabela 46 – Parâmetros coletados durante o teste 15 Hz – Caso 2	127
Tabela 47 – Parâmetros coletados durante o teste 17 Hz – Caso 2	127
Tabela 48 – Parâmetros coletados durante o teste 19 Hz – Caso 2	127
Tabela 49 – Parâmetros coletados durante o teste 21 Hz – Caso 2	128
Tabela 50 – Parâmetros coletados durante o teste 23 Hz – Caso 2	128
Tabela 51 - Frequência 9 Hz – Caso 1	128
Tabela 52 - Frequência 11 Hz – Caso 1	129
Tabela 53 - Frequência 13 Hz – Caso 1	130
Tabela 54 - Frequência 15 Hz – Caso 1	132
Tabela 55 - Frequência 17 Hz – Caso 1	133
Tabela 56 - Frequência 19 Hz – Caso 1	134
Tabela 57 - Frequência 21 Hz – Caso 1	135

Tabela 58 - Frequência 23 Hz – Caso 1	136
Tabela 59 - Frequência 9 Hz – Caso 2.....	137
Tabela 60 - Frequência 11 Hz – Caso 2.....	138
Tabela 61 - Frequência 13 Hz – Caso 2.....	140
Tabela 62 - Frequência 15 Hz – Caso 2.....	141
Tabela 63 - Frequência 17 Hz – Caso 2.....	142
Tabela 64 - Frequência 19 Hz – Caso 2.....	143
Tabela 65 - Frequência 21 Hz – Caso 2.....	144
Tabela 66 - Frequência 23 Hz – Caso 2.....	145

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

1D – Unidimensional

2D – Bidimensional

3D – Tridimensional

ACEC – Configuração bocal de entrada arborescente bocal de saída arborescente

ACEP – Configuração bocal de entrada arborescente bocal de saída piramidal

APEC – Configuração bocal de entrada piramidal bocal de saída arborescente

APEP – Configuração bocal de entrada piramidal bocal de saída piramidal

ASTM – *American Society for Testing and Materials*

CAD – *Computer Aided Design*

CHE – *Compact Heat Exchanger* (Trocador de Calor Compacto)

CoV – *Coefficient of Variation* (Coeficiente de Variação)

CoVi,j – *Modified Coefficient of Variation* (Coeficiente de Variação Modificado)

EES – *Engineering Equation Solver*

FDM – *Fused Deposition Modeling* (Modelagem por Fusão e Deposição)

FEM – *Finite Element Method* (Método de Elementos Finitos)

GNV – Gás Natural Veicular

MCHE – *Micro Channel Heat Exchanger* (Trocador de Calor de Micro Canais)

METeQ – Laboratório de Metrologia e Qualidade Industrial

PCHE – *Printed Circuit Heat Exchanger* (Trocador de Calor de Circuito Impresso)

PFHE – *Plate Fin Heat Exchanger* (Trocador de Calor de Placa Aletada)

PHE – *Plate Heat Exchanger* (Trocador de Calor de Placas)

SLM – *Selective Laser Melting* (Fusão Seletiva a Laser)

SLS – *Selective Laser Sintering* (Sinterização Seletiva a Laser)

STL – *Standard Tessellation Language*

T2F – *Thermal Fluid Flow Group*

TEG – *Thermoelectric Generator* (Gerador termoelétrico)

TFHE – *Tubular Fin Heat Exchanger* (Trocador de Calor Tubular Aletado)

THE – *Tubular Heat Exchanger* (Trocador de Calor Tubular)

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área superficial do canal
A_c	Área da seção transversal do duto
A_{fr}	Área frontal do escoamento
A_o	Área de escoamento livre
A_t	Área de seção transversal do canal
a_1	Altura da seção de saída retangular do bocal
α	Ângulo de divergência equivalente
b_1	Largura da seção de saída retangular do bocal
β	Densidade de área
c	Comprimento do canal
c_0	Coefficiente Experimental
c_1	Coefficiente Experimental
D_h	Diâmetro Hidráulico
d	Diâmetro do canal
d_0	Diâmetro de entrada do bocal
ΔP	Perda de Carga
e	Distância entre camadas
$erro\%$	Erro percentual
$\langle erro\% \rangle$	Média do erro percentual
ε	Rugosidade
ξ	Coefficiente de resistência
F_0	Área de seção transversal de entrada do bocal
F_1	Área de seção transversal de saída do bocal
f	Fator de Atrito
f_d	Fator de Atrito de Darcy
f_f	Fator de Atrito de Fanning
G	Fluxo de vazão mássica
g	Aceleração da gravidade
h_l	Perda de carga irreversível
λ	Coefficiente de fricção de Darcy
K_c	Coefficiente de Contração
K_e	Coefficiente de Expansão
K_l	Coefficiente de perda
K_∞	Parâmetro experimental para o fator de atrito
L_d	Comprimento do bocal
L_{hid}	Comprimento hidrodinâmico adimensional
m	Massa do recipiente
\dot{m}	Vazão mássica
μ	Viscosidade Dinâmica
N	Número de camadas
N_q	Número de quadrantes
N_t	Número de testes
n	Número de canais por camada
P	Perímetro do canal
p	Distância entre o centro dos canais
ρ	Densidade

R_a	Rugosidade média superficial
R_e	Número de Reynolds
σ	Porosidade
t	Tempo de aferição
V	Velocidade
V_f	Velocidade média do fluido no duto
w	Velocidade de fluido no bocal
Z_{hid}	Comprimento de entrada hidrodinâmico adimensional

Subscritos e abreviações

<i>con</i>	Contração
<i>div</i>	Divergência
<i>exp</i>	Expansão
<i>fr</i>	Fricção
<i>in</i>	Entrada
<i>irrev</i>	Irreversibilidade
<i>lam</i>	Laminar
<i>m</i>	Médio
<i>turb</i>	Turbulento
<i>C1 a C19</i>	Níveis de vazão mássica (Perda de Carga)
<i>f1 a f8</i>	Níveis de frequência
<i>Q1 a Q18</i>	Níveis de vazão mássica (Má distribuição – ar)

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	19
1.1 MOTIVAÇÕES	20
1.1 OBJETIVOS	21
1.1.1 Objetivo Geral.....	21
1.1.2 Objetivos Específicos.....	21
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1. TROCADORES DE CALOR.....	23
2.1.1 Trocadores de Calor Compacto.....	25
2.1.2 Trocadores de Calor Compacto no Setor Automotivo.....	28
2.2. MANUFATURA ADITIVA	29
2.2.1 Sinterização Seletiva à Laser (SLS).....	32
2.2.2 Trocadores de Calor fabricados por Manufatura Aditiva.....	34
3. MODELO TEÓRICO.....	36
3.1. DEFINIÇÕES BÁSICAS E VARIÁVEIS DA PERDA DE CARGA	36
3.1.1 Número de Reynolds (Re, Dh).....	36
3.1.2 Diâmetro Hidráulico (Dh).....	36
3.1.3 Fluxo de Vazão Mássica (G).....	37
3.1.3 Grau de Compactação ou Porosidade (σ)	37
3.1.4 Fator de Atrito (f).....	37
3.1.5 Camada Limite Hidrodinâmica.....	38
3.2. PERDA DE CARGA	39
3.2.1 Perda de Carga associada ao Núcleo	40
3.2.2 Perda de Carga associada aos Bocais	45
3.2.2.1 Bocal de Entrada	45
3.2.2.2 Bocal de Saída.....	49
3.2.3 Perda de Carga associada a desvios.....	51
3.2.3 Perda de Carga Total.....	52
3.4. ESTUDO DA MÁ DISTRIBUIÇÃO.....	53
4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	55
4.1. PERDA DE CARGA	55
4.1.1 Projeto e Fabricação do Trocador de Calor.....	55
4.1.2 Descrição da Bancada Experimental.....	60

4.1.3 Procedimento Experimental	62
4.1.4 Incerteza experimental.....	64
4.2. MÁ DISTRIBUIÇÃO	64
4.2.1 Bancada Experimental – água	65
4.2.1.1 Bocal 1 – Configuração Bocal 25,4 mm x (48 x 38,5) mm².....	68
4.2.1.2 Bocal 2 – Configuração Bocal 12,7 mm x (48 x 38,5) mm².....	69
4.2.2 Procedimento Experimental	69
4.2.3 Incerteza experimental.....	72
4.3.1 Bancada Experimental – ar	72
4.3.2 Procedimento Experimental	75
4.3.3 Incerteza Experimental.....	76
5. RESULTADOS	78
5.1. PERDA DE CARGA	78
5.1.1 Resultados Experimentais.....	78
5.1.2 Validação do modelo teórico	79
5.2. MÁ DISTRIBUIÇÃO	87
5.2.1 Resultados Experimentais – Lado da Água.....	87
5.2.2 Resultados Experimentais – Lado do Ar	95
5.2.2 Validação modelo teórico do bocal	101
6. CONCLUSÃO	108
REFERÊNCIAS.....	110
APÊNDICE A – RESUMO BIBLIOGRÁFICO MÁ DISTRIBUIÇÃO	115
APÊNDICE B – PROJETO PLACA DE ACRÍLICO.....	119
APÊNDICE C – PARÂMETROS COLETADOS TESTE DE PERDA DE CARGA... 	120
APÊNDICE D – PARÂMETROS COLETADOS DURANTE TESTE DE MÁ DISTRIBUIÇÃO ÁGUA	124
APÊNDICE E – PARÂMETROS COLETADOS DURANTE TESTE DE MÁ DISTRIBUIÇÃO AR.....	155
APÊNDICE F – MEDIÇÃO DE RUGOSIDADE DO TROCADOR DE CALOR	161
APÊNDICE G – ROTINAS DE CÁLCULO ESS.....	162

1. INTRODUÇÃO

A busca pela otimização de dispositivos e processos industriais vem crescendo constantemente nos últimos anos, buscando equipamentos mais eficientes e a custos mais acessíveis. Segundo Perussi (2010), características de projeto como, processo de fabricação e efetividade do produto vem sendo amplamente pesquisados no ramo da engenharia térmica. Dentro da diversidade dos equipamentos industriais, os trocadores de calor vêm adquirindo destaque, devido principalmente ao amplo campo de aplicações e versatilidade de uso.

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para transferir a energia térmica, entre dois ou mais fluidos em diferentes temperaturas (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Dentre os diversos tipos de trocadores de calor existentes, os que possuem o maior destaque no ramo industrial são os trocadores tipo casco e tubo e os trocadores tipo placas. Segundo Shah e Sekulic (2003), estes equipamentos são amplamente utilizados devido ao baixo custo de fabricação em relação a outros tipos de trocador de calor. Entretanto, o trocador tipo casco e tubo apresenta um alto volume agregado, e em algumas aplicações pode ser um fator limitante de projeto, inviabilizando a utilização.

Devido à necessidade da indústria por equipamentos de tamanhos reduzidos, atrelado as pesquisas e desenvolvimentos na área de engenharia térmica, foram desenvolvidos os Trocadores de Calor Compactos (CHE – *compact heat exchanger*) (KEW; REAY, 2011).

Trocadores de calor compactos são dispositivos que apresentam elevada taxa de transferência de calor em um volume reduzido (SHAH; SEKULIĆ, 2003). As aplicações para este modelo de trocador de calor são diversas, tais como as áreas aeronáutica, automotiva e naval. Este equipamento ocupa um espaço menor quando comparado com outros dispositivos de mesma capacidade de troca térmica, de forma que o espaço não é mais um fator limitante de projeto.

Entretanto, a diminuição do volume do trocador de calor está diretamente relacionada com a redução do tamanho do canal, e em muitas vezes com a complexidade do caminho de escoamento. Dessa forma, o processo de fabricação para estes casos se torna mais complexo, uma vez que o ferramental utilizado e as tolerâncias de projeto são mais exigentes, elevando o custo do equipamento (DANTAN; ANWER; MATHIEU, 2003).

Devido às limitações existentes de materiais e tecnologias de fabricação, o uso do processo aditivo não era possível até recentemente. Avanços nas áreas de foto polímeros, tecnologia laser e modelamento em CAD, proporcionaram, na década de 1980, a criação de

objetos por manufatura aditiva (VENUVINOD; MA, 2010). Segundo F42 Committee (ASTM), a impressão 3D é a fabricação de objetos por meio da deposição sucessiva de camadas de material. De acordo com Volpato et al. (2007), as vantagens associadas ao processo de impressão 3D, podem ser notadas na produção de peças complexas, que devido as tolerâncias de projeto são dificilmente fabricadas por processos convencionais, além de ser possível produzir a peça em uma única etapa de processo.

A crescente exigência em termos de custo, tempo de entrega e qualidade, do atual mercado industrial, impõe as empresas o desafio de responderem de forma rápida e eficiente (CAMARGO; ABACKERLI, 2010). Dentro deste contexto, a técnica de manufatura aditiva foi conquistando espaço na área industrial. Dispositivos industriais, como trocadores de calor podem ser amplamente beneficiados com este novo processo de fabricação.

O uso desta técnica de fabricação aplicada à produção de trocadores de calor compactos pode gerar importantes inovações nesta área de pesquisa. Uma vez que, agora a geometria do equipamento não é restringida a canais internos simples, torna-se possível produzir e estudar canais com caminhos e configurações complexas, resultando em uma maior área de transferência de calor, aumentando dessa forma a efetividade do equipamento.

A proposta do presente trabalho é avaliar a perda de carga e a má distribuição de um trocador de calor compacto fabricado por manufatura aditiva. Uma bancada foi projetada e construída para os testes experimentais, de modo a avaliar a perda de carga total do sistema e a má distribuição de bocais de configuração piramidal. Um modelo teórico, utilizando o software EES, foi proposto, e os resultados comparados com os dados experimentais. Por fim, a influência da má distribuição entre o bocal e trocador de calor compacto foi analisada, para verificar se este fenômeno impactaria significativamente na efetividade térmica do equipamento. Adicionalmente, será proposto um modelo teórico para a perda de carga no bocal para prever o fenômeno da queda de pressão e validar os dados experimentais.

1.1 MOTIVAÇÕES

Entre os diversos setores de aplicabilidade, no setor automotivo, em busca pela maior competitividade no mercado, as empresas automobilísticas buscam constantemente tecnologias que as auxiliem a melhorar seus processos, a qualidade de seus produtos, a reduzir os custos e os tempos de produção. Dentro do contexto industrial e automotivo, a técnica de impressão 3D vêm conquistando seu espaço. Segundo Pipes (2010), um dos principais benefícios obtidos com a utilização da manufatura aditiva é a visualização do produto, o que proporciona uma

compreensão espacial dos modelos, sendo que estes podem ser produzidos em pequena escala. Assim, a impressão 3D está se tornando uma técnica bastante utilizada na fase do processo do projeto, em que os produtos são produzidos diretamente através de um modelo computacional, o que elimina o uso de ferramentas, diminui o tempo e os custos da produção.

O setor automotivo pode ser altamente beneficiado com a inclusão da tecnologia de manufatura aditiva (Impressão 3D) em trocadores de calor compacto. Isso porque, dentre os principais requisitos de projeto de um protótipo veicular, está a compacticidade do sistema, o desempenho veicular e o peso total agregado ao veículo (GILLESPIE, 1992). Na última década, com o processo de transição entre carros à combustão interna para carros elétricos, devido a preocupações de emissões de poluentes, novas aplicações específicas vem surgindo dentro do ramo da engenharia térmica.

Dentre as aplicações, podemos citar o emprego de trocadores de calor compactos fabricados por manufatura aditiva para o resfriamento de células de combustíveis. As células de combustível são dispositivos eletroquímicos que consomem hidrogênio e oxigênio para produzir eletricidade (BREEZE, 2019). Trocadores de calor desempenham um papel importante e crítico no gerenciamento térmico da célula de combustível e seus componentes auxiliares (MAGISTRI et al., 2006). Através desta problemática, diversas pesquisas (MAGISTRI et al., 2006), (DUDFIELD; CHEN; ADCOCK, 2000) e (AMIN; LINDSTROM, 2005) estão surgindo no âmbito térmico aplicado aos sistemas veiculares, disponibilizando uma ótima oportunidade de uma nova área de pesquisa e desenvolvimento de trocadores de calor fabricados por manufatura aditiva.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Deseja-se avaliar a perda de carga e a má distribuição de um trocador de calor fabricado por manufatura aditiva, e comparar o modelo teórico desenvolvido com os resultados experimentais.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Estudar as diferentes técnicas de manufatura aditiva, e selecionar a mais adequada para o caso estudado;

- Projetar e fabricar protótipos de trocadores de calor compactos empregando manufatura aditiva;
- Desenvolver e adaptar uma bancada experimental de perda de carga;
- Avaliar a perda de carga do sistema;
- Avaliar a perda de carga para cada componente presente no sistema;
- Desenvolver uma bancada experimental de má distribuição para a água e ar;
- Avaliar os fenômenos da má distribuição em bocais;
- Desenvolver um modelo analítico para prever a perda de carga em trocadores de calor compactos e em bocais;
- Comparar resultados experimentais com o modelo analítico desenvolvido, e os modelos presentes na literatura para validação.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

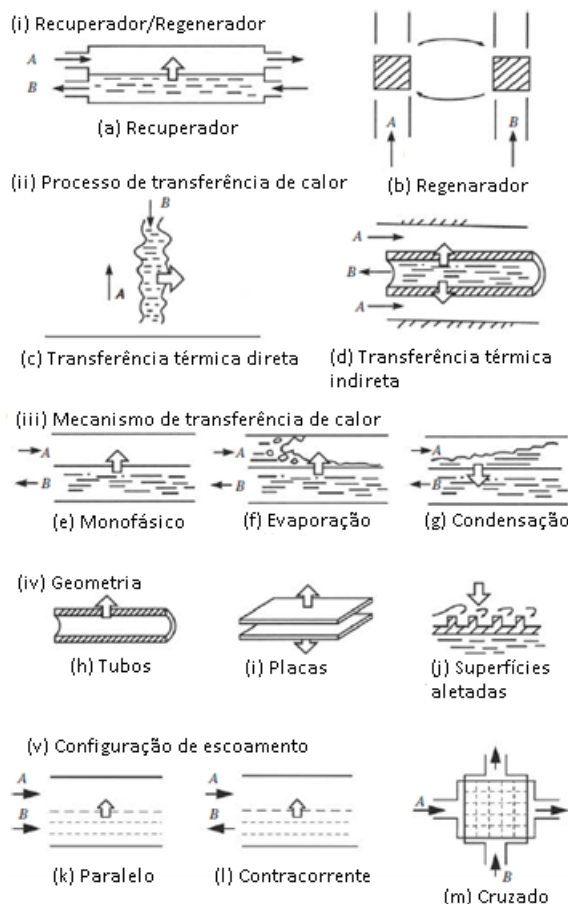
Nesta seção será realizada uma breve revisão bibliográfica de assuntos relacionados com trocadores de calor e manufatura aditiva. Por meio de livros e artigos, serão revisados alguns conceitos essenciais, e algumas inovações que estão surgindo na área da engenharia que possam contribuir a pesquisa deste trabalho.

2.1. TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para transferir a energia térmica, entre dois ou mais fluidos em temperaturas distintas de trabalho (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Segundo Çengel e Ghajar (2011), o fenômeno de transferência térmica que ocorre no equipamento, é devido principalmente pela convecção em cada fluido, e a condução através da parede que separa os dois escoamentos.

Devido as diversas aplicações existentes na engenharia, foram desenvolvidos diferentes dispositivos de transferência de calor (ÇENGEL; GHAJAR, 2011). Segundo Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012), os trocadores de calor podem ser classificados devido à característica térmica do trocador de calor (Recuperador ou Regenerador), processo de transferência térmica (direto ou indireto), geometria de construção (tubos, placas ou superfícies estendidas – aletas), mecanismos de transferência de calor (monofásico, bifásico, evaporação e condensação) e devido a configuração de escoamento (paralelo, contracorrente ou cruzado), ver Figura 1.

Figura 1 – Classificação de Trocadores de Calor



Fonte: Adaptado de (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012)

Em trocadores de calor de contato direto, o calor é transferido através do contato direto entre os fluidos quente e frio, e a transferência de calor ocorre através da interface entre os dois. Nos trocadores de calor contato indireto, o calor é transferido através de uma superfície que separa os escoamentos (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).

Geralmente, trocadores de calor são classificados em termos da geometria. As três configurações principais de trocadores de calor são: tubulares, placas e superfícies aletadas.

Os trocadores de calor tubulares (*Tubular Heat Exchangers – THE*), geralmente, são construídos com tubos circulares e podem trabalhar com elevadas pressões. Dentro da classificação de trocadores de calor tubulares, estão os trocadores de calor de tubo duplo, trocadores de calor casco e tubo e trocadores de calor de tubo espiral (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

Os trocadores de calor do tipo placas (*Plate Heat Exchangers - PHE*) geralmente são construídos pelo empilhamento de placas finas onduladas, que formam os canais de passagem. Normalmente, este tipo de equipamento não suporta altos níveis de pressão e temperatura. Os

dois principais tipos de PHE são as placas gaxetada e as placas soldadas (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).

Trocadores de calor de superfícies estendidas ou aletadas, apresentam em sua superfície de transferência de calor aletas, que tem o objetivo de aumentar a área de transferência de calor. Este tipo de dispositivo pode apresentar elevadas taxas de troca térmica. Dentro da classificação de trocadores de calor de superfícies aletadas, estão os trocadores de calor de placa aletada (*Plate Fin Heat Exchangers – PFHE*) e os trocadores de calor de tubo aletado (*Tubular Fin Heat Exchangers – TFHE*).

Trocadores de calor também podem ser classificados de acordo com o arranjo do escoamento. No escoamento paralelo, os fluidos quente e frio entram no trocador de calor na mesma extremidade e avançam na mesma direção. Já para o escoamento contracorrente, os fluidos quente e frio entram no trocador de calor em extremos opostos e escoam em direções opostas. E para o escoamento cruzado, um fluido escoar perpendicularmente ao outro (ÇENGEL; GHAJAR, 2011).

Por fim, os trocadores de calor ainda podem ser classificados quanto ao grau de compactação, definido como a razão entre a área de transferência de calor pelo volume, sendo os trocadores de calor compactos o foco do presente trabalho (HESSELGREAVES, 2017).

2.1.1 Trocadores de Calor Compacto

De acordo com Li et al. (2011), trocadores de calor compacto (*compact heat exchanger – CHE*) são caracterizados por apresentarem uma densidade de área superficial ou grau de compactação alto. A densidade de área (β) é definida como a razão entre a superfície de transferência de calor e o volume do trocador de calor. Altas densidades de área, estão diretamente relacionadas com pequenos diâmetros hidráulico de canal.

Para Shah e Sekulic (2003), trocadores de calor compacto, quando comparados aos trocadores de calor convencionais, como casco e tubo, são caracterizados por uma grande área de transferência de calor por unidade de volume do trocador, como pode ser visto na Figura 2. Com isso tem-se uma redução de espaço, peso e estrutura de suporte no equipamento.

Figura 2 – Comparação entre volume de um trocador de calor convencional com trocador de calor compacto

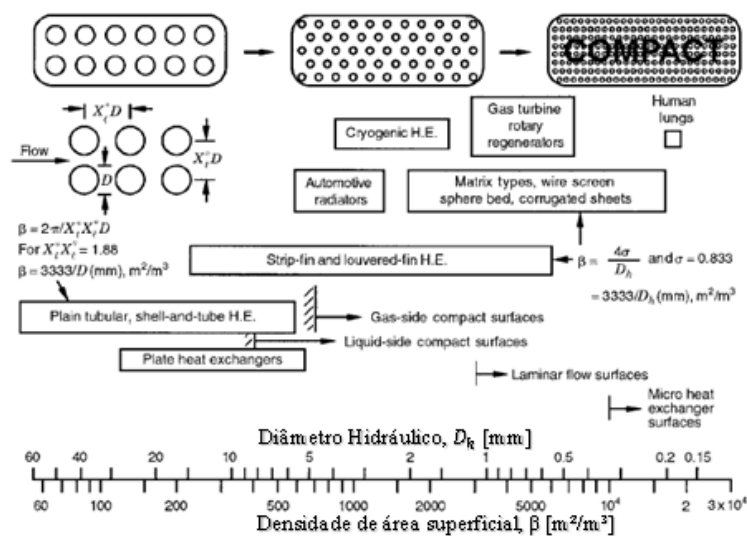


Fonte: HEATRIC (2019)

Os trocadores podem ser classificados como compactos, se apresentam uma densidade de área superficial maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ou diâmetro hidráulico menor que 6 mm.

O termo de “micro” trocador de calor é utilizado se a densidade da área superficial for maior que $15000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ou apresentar um diâmetro hidráulico entre $1 \text{ }\mu\text{m}$ a $100 \text{ }\mu\text{m}$. Por curiosidade, os pulmões humanos é um dos trocadores de calor mais compactos existentes, com uma densidade de área em cerca de $17500 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Em contraste, um trocador de calor convencional tem uma densidade de área superficial inferior a $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$, ver Figura 3 (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

Figura 3 – Densidade de área superficial de trocadores de calor compacto



Fonte: Adaptado de (SHAH; SEKULIĆ, 2003)

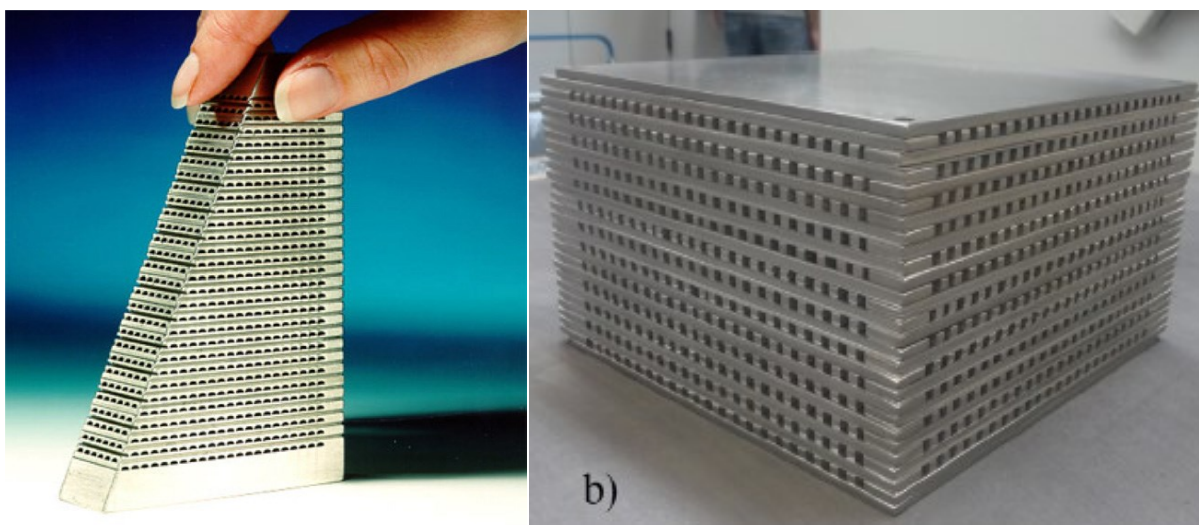
De acordo com Reay (1994), nos últimos anos houve um crescimento significativo do interesse do mercado em trocadores de calor compacto. Reconhece-se que talvez a barreira mais significativa para o aumento de uso desses equipamentos seja a falta de informações sobre os tipos disponíveis e suas aplicações.

Devido a esta barreira, nos últimos anos diversos pesquisadores, como Zhao et al. (2017), Pra et al. (2008), Gschwind et al. (1995), Tsuzuki et al. (2007) e Sabharwall e Gunnerson (2009) estudaram e desenvolveram novos tipos de trocadores de calor compactos. O principal deles é o trocador de calor de circuito impresso (*Printed Circuit Heat Exchanger – PCHE*).

O PCHE teve sua primeira aparição industrial em 1985 pela empresa Heatric Ltda (LI et al., 2011). O seu nome deriva do processo de fabricação, similar à usada para fabricar placa de circuito impresso. Para uma mesma demanda energética, ele é de 4 a 6 vezes menor e mais leve que um trocador de calor convencional (HESSELGREAVES, 2017).

Outra característica importante, é a segurança associada ao processo de fabricação pela soldagem por difusão (*Diffusion Bonding*), ver Figura 4. Este processo não utiliza gaxeta e nem material de adição na solda. Conseqüentemente, os riscos de vazamentos ou incompatibilidade de fluidos é reduzido consideravelmente (LI et al., 2011). Os materiais comumente utilizados na fabricação são: aço inoxidável 316, ligas de aço inoxidável duplex, titânio, cobre e níquel, todos resistentes à corrosão (HESSELGREAVES, 2017).

Figura 4 – Trocadores de calor de circuito impresso fabricados de soldagem por difusão



Fonte: (LI et al., 2011; MORTEAN; MANTELLI, 2019)

2.1.2 Trocadores de Calor Compacto no Setor Automotivo

Na área automotiva, os trocadores de calor compactos apresentam uma grande aplicabilidade. A maioria dos trocadores de calor automotivos são compactos e estão sendo cada vez mais usados em aplicações que envolvam refrigeração e aquecimento usando fluidos de trabalho inflamáveis (COMPACT AND MICRO-HEAT EXCHANGERS, 2008).

Diversas pesquisas relacionadas com a transferência de calor em sistemas automotivos têm surgido recentemente, como (Magistri et al. (2006), (Krásný et al. (2016), Liu et al. (2014), (Deng et al., 2017)). Entre as aplicações estão o desenvolvimento de radiadores através de materiais poliméricos, trocadores de calor para células de combustível em veículos elétricos, geradores de energia termoelétricos (*TEG's*) aplicados ao sistema de exaustão e desenvolvimento de trocadores de calor de micro canais para refrigeração e condicionamento de ar automotivo.

Segundo Magistri et al. (2006), o sistema híbrido de células de combustível representa uma tecnologia emergente para a geração de energia, devido a sua maior eficiência e poluição ambiental extremamente baixa. Para esses sistemas, os trocadores de calor compacto desempenham um papel importante e crítico no gerenciamento térmico da célula de combustível e dos componentes auxiliares.

Krásný et al. (2016), propôs o desenvolvimento de protótipos de trocadores de calor compactos de fibra polimérica, observado na Figura 5 (a). Foi observado que estes dispositivos podem alcançar altos valores de coeficiente de transferência de calor e efetividade, atingido performances térmicas comparáveis a trocadores de calor tubos aletados de metal, podendo ser usado como possível substituto na indústria automotiva.

Liu et al. (2014), propôs a construção de um sistema de coleta de energia que extrai calor do sistema de exaustão e transforma o calor em eletricidade através dos *TEG's*, ver Figura 5 (b). O autor também analisou o desempenho térmico de diferentes trocadores de calor em *TEG's* baseados na exaustão.

DENG et al. (2017), realizou um estudo numérico - experimental de um trocador de calor de micro canais, empregando o refrigerante R124a, para o uso em um motor que comprime gás natural veicular (GNV). Os resultados numéricos mostraram boa convergência com os resultados experimentais, demonstrando a validação dos métodos utilizados, ver Figura 5 (c).

Figura 5 – Aplicações de trocadores de calor compacto no setor automotivo



Fonte: (DENG et al., 2017; KRÁSNÝ; ASTROUSKI; RAUDENSKÝ, 2016; LIU et al., 2014)

Segundo Kew e Reay (2011), os desenvolvimentos na área de trocadores de calor compacto são parcialmente impulsionados por exigências da indústria. Uma segunda razão para o desenvolvimento é o progresso na área de ciência de materiais, sendo possível fabricar objetos de pequeno porte com alta precisão em grandes quantidades à baixo custo.

Os autores acreditam que essas possibilidades ainda não foram completamente exploradas, sendo, portanto, uma área que pode apresentar muitas inovações.

Visando desenvolver a área de trocador de calor, o presente trabalho busca analisar o uso da manufatura aditiva na produção de trocadores de calor compactos em polímero, e avaliar a influência da perda de carga no equipamento e a má distribuição associada aos bocais.

2.2. MANUFATURA ADITIVA

De acordo com Venuvinod e Ma (2010), existem três processos de fabricação para a geração de um objeto: 1) conservativos: fazendo uso de forças, o objeto é deformado na geometria desejada, sem adicionar ou remover material; 2) subtrativos: o objeto é modelado através da remoção de material; e 3) aditivos: a produção é realizada por meio da adição sucessiva de material. A vantagem imediata em se empregar métodos aditivos é que, em princípio, torna-se possível produzir qualquer forma sólida 3D sem a necessidade de qualquer tipo de usinagem, evitando assim os problemas relacionados com os métodos conservativos e subtrativos.

A manufatura aditiva também chamada de prototipagem rápida ou Impressão 3D, é a fabricação de objetos por meio da deposição de material usando tecnologias de impressão. A impressão 3D é o processo de usar camadas sucessivas de material para formar objetos tridimensionais sólidos de praticamente qualquer formato, tendo como base um modelo digital (F42 COMMITTEE, [ASTM]), ver Figura 6.

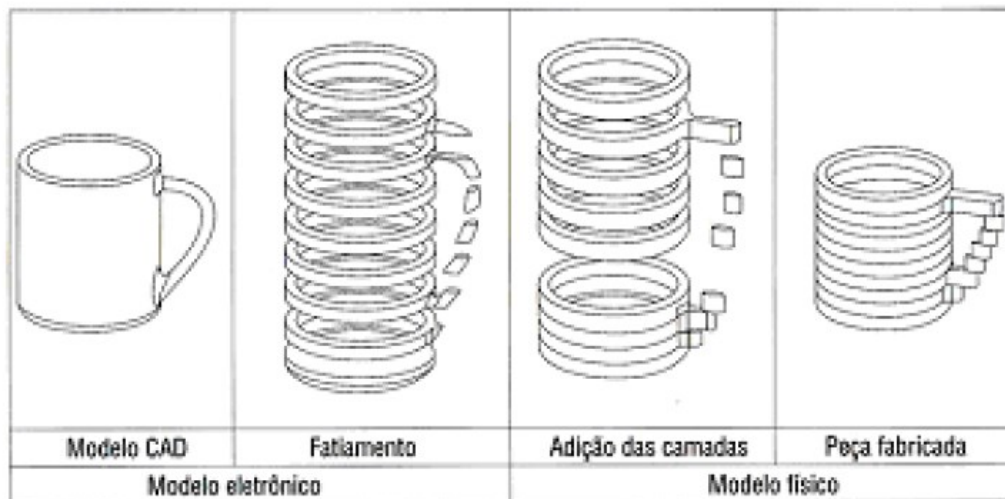
Para Srivatsan e Sudarshan (2016), a tecnologia de manufatura aditiva consiste basicamente de três etapas básicas:

1. Um modelo sólido tridimensional (3D) é desenvolvido em software computacional e convertido em um formato de arquivo padrão de manufatura aditiva, como o Standard Tessellation Language (STL).

2. O arquivo é manipulado em uma máquina de manufatura aditiva, de modo a orientar ou dimensionar a fabricação do objeto.

3. Em seguida, o processo de fabricação é iniciado, com a peça sendo produzida camada por camada na máquina, ver Figura 6.

Figura 6 – Principais etapas do processo de manufatura aditiva.

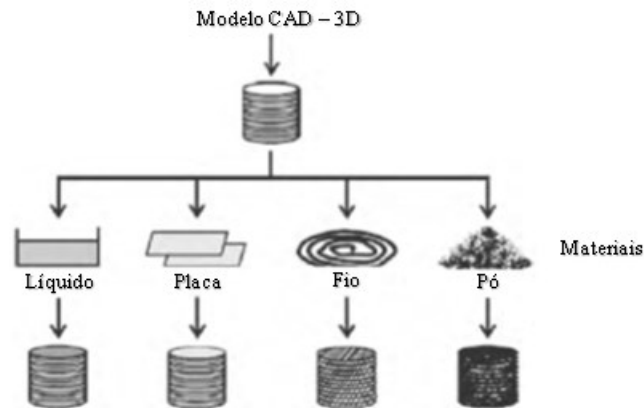


Fonte: (VOLPATO; AHRENS, 2007)

Os processos de fabricação por manufatura aditiva podem ser classificados com base no princípio de funcionamento do equipamento, nas tecnologias aplicadas no seu desenvolvimento (*Laser, jato à tinta, Estereolitografia, etc.*) ou no estado inicial da matéria prima (líquido, sólido ou em pó) (VOLPATO; AHRENS, 2007).

A Figura 7 representa os diferentes tipos de matéria prima utilizados durante a etapa de processo de fabricação por manufatura aditiva.

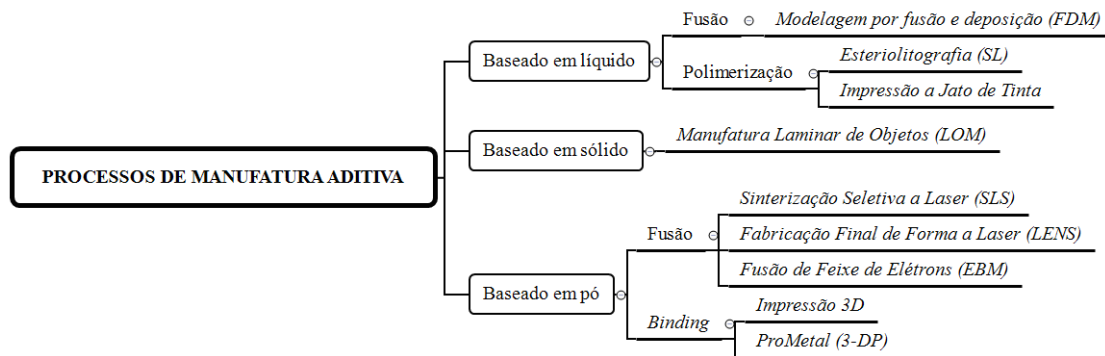
Figura 7 – Diferentes matérias primas utilizadas no processo de manufatura aditiva



Fonte: Adaptado de (SRIVATSAN; SUDARSHAN, 2016)

A nomenclatura dos métodos de fabricação está relacionada com o tipo de processo de união das camadas, o tipo de material e o tipo de energia utilizada para o processo de união. A Figura 8 apresenta os principais processos presentes na manufatura aditiva.

Figura 8 – Classificação em função do processo de união.



Fonte: Adaptado de (SRIVATSAN; SUDARSHAN, 2016)

Segundo Volpato e Ahrens (2007), a escolha da tecnologia de prototipagem rápida está diretamente relacionada com a função que o objeto terá que desempenhar. Como as tecnologias de fabricação podem ser muito diferentes, conseqüentemente as características mecânicas da peça também podem ser muito distintas.

Características como: precisão de fabricação, resistência mecânica, acabamento superficial, custo do material e variabilidade de matérias, são fatores relevantes quando se trata de trocadores de calor. Dentre os vários processos de manufatura aditiva, dois processos se destacam com as características citadas anteriormente, são eles: Sinterização Seletiva à Laser (*Selective Laser Sintering - SLS*) e Fusão Seletiva à Laser (*Selective Laser Melting – SLM*).

2.2.1 Sinterização Seletiva à Laser (SLS)

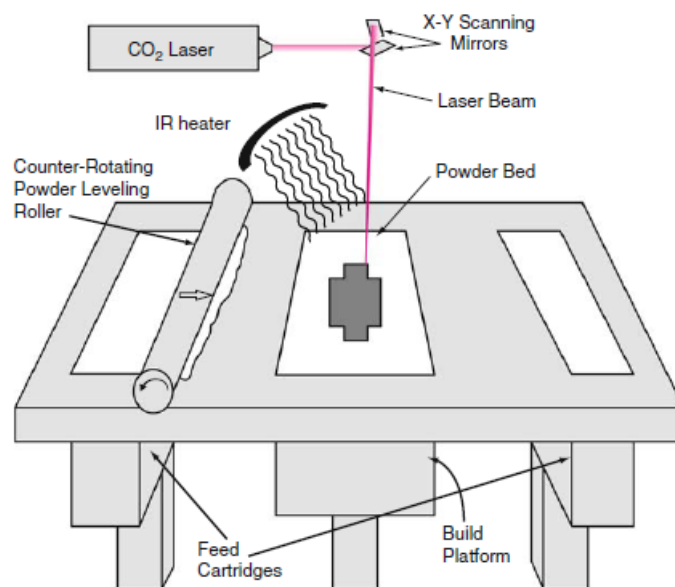
Segundo Srivatsan e Sudarshan (2016), a tecnologia de sinterização seletiva à laser foi desenvolvida e patenteada em 1989 pela Universidade do Texas. Sendo, inicialmente, comercializada pela Empresa DTM Corporation, que posteriormente em 2001 foi comprada pela empresa 3D Systems, permanece até hoje.

De acordo com Volpato e Ahrens (2007), a tecnologia de sinterização seletiva à laser (SLS) é caracterizada pela utilização de um laser, de média potência, responsável por sintetizar o material na forma de pó. Mesmo sendo definido como sinterização, em alguns casos o material alcança o ponto de fusão.

O processo de fabricação da peça inicia com o pó sendo espalhado e nivelado por um rolo sobre a matriz em que será fabricado. O feixe de laser realiza a varredura sobre a superfície coberta de pó, fornecendo a energia necessária para sinterizar as partículas, de acordo com a geometria da camada 2D da peça. Em seguida, a plataforma, que suporta a peça, se desloca para baixo no eixo Z, com uma distância igual à espessura de camada sinterizada, e uma nova camada do material é espalhada e sinterizada sobre a anterior. Ao lado da plataforma estão localizados os reservatórios de armazenamento do pó, que é empregado no processo de fabricação (GIBSON; ROSEN; STUCKER, 2010).

O ciclo se repete, depositando camada por camada, até que a peça seja produzida. É possível observar na Figura 9, os componentes envolvidos no processo de sinterização seletiva à laser.

Figura 9 – Componentes envolvidos no processo de SLS.



Fonte: (GIBSON; ROSEN; STUCKER, 2010)

Todo o processo ocorre no interior de uma câmara aquecida, com uma temperatura um pouco menor que a temperatura de fusão do material, em uma atmosfera inerte – controlada por nitrogênio, de modo a evitar a oxidação.

O pó espalhado pela superfície e que não foi sinterizado durante a fabricação, é retirado ao término do processo, e pode ser reaproveitado em aplicações futuras. Este pó solto possui uma grande importância na fabricação, ele funciona como suporte para as regiões da peça que, em algum momento, ficam em balanço ou desconectada do corpo. Dessa maneira, não é necessário identificar as partes que precisam de suporte e nem realizar a remoção do mesmo ao final do processo.

Com base nesta tecnologia é possível fabricar peças com os seguintes materiais: náilon, poliamida, elastômero, cerâmica e metal. Peças metálicas podem precisar de um pós-tratamento, como acabamento superficial ou tratamento em forno de alta temperatura (SRIVATSAN; SUDARSHAN, 2016).

Entre as principais vantagens, pode-se destacar a diversidade de material para o processo de sinterização, o uso de apenas uma máquina para processar diferentes materiais, e apresenta a liberdade de produção de peças complexas, que através de processos de usinagem convencionais não seriam possíveis.

Entre as desvantagens, o acabamento superficial do produto final é mediana, possui um alto custo agregado ao processo de fabricação e um alto consumo de energia para realizar a sinterização do pó.

Outro processo similar ao SLS é o *Selective Laser Melting* (SLM). Neste processo ocorre a fusão do pó, não apenas a sinterização, por meio da utilização de um laser de alta intensidade como fonte de energia (SRIVATSAN; SUDARSHAN, 2016).

2.2.2 Trocadores de Calor fabricados por Manufatura Aditiva

Romei et al. (2017), propôs projetar, fabricar e analisar numericamente um trocador de calor trabalhando em altas temperaturas produzido pelo processo de SLM, em aço inoxidável 316L. A pesquisa teve como principal objetivo entender os aspectos geométricos importantes na produção por SLM, como o ângulo de construção e a rugosidade da superfície. Os autores constataram que a fabricação de trocadores de calor via SLM se torna viável com o uso de estruturas finas, abaixo de 200 μm .

Saltzman et al. (2017), comparou o desempenho de trocadores de calor fabricados por Fusão Seletiva a Laser em relação aos fabricados por métodos convencionais. Foram desenvolvidos dois protótipos de trocador de calor, utilizando o material $\text{AlSi}_{10}\text{Mg}$. Os resultados mostraram que ambos os trocadores de calor fabricados por SLM tiveram desempenho superior, com um aumento de até 14% na transferência de calor, em relação ao modelo fabricado por métodos convencionais. Entretanto, os modelos apresentaram uma perda de carga maior.

Tsopanos et al. (2005), propôs fabricar um micro trocador de calor de fluxo cruzado, a partir do processo de Fusão Seletiva a Laser (SLM), utilizando como material de fabricação o aço inoxidável 316L. O dispositivo foi testado experimentalmente com água em ambos os escoamentos. A partir da análise experimental, foi observado que o trocador de calor foi capaz de atingir um coeficiente global de transferência de calor de 2,22 $\text{kW/m}^2\text{K}$. Também constatou-se a viabilidade e flexibilidade do processo em produzir micro trocadores de calor com geometria de canais complexos, em relação a outros processos de fabricação.

Além de metais, como o alumínio e o aço inoxidável, polímeros também foram utilizados na fabricação de trocadores de calor. As vantagens em se empregar este tipo de material são custo e peso reduzidos para manufatura, anticorrosão e a anti-incrustação. Porém a baixa condutividade térmica dos polímeros é o maior desafio de se utilizar em trocadores de calor (CEVALLOS et al., 2012).

Rudolph et al. (2016), propôs a fabricação de trocadores de calor, através do processo de Modelagem de Deposição Fundida (FDM), utilizando como material base o ABS. Através de testes experimentais, investigou-se o desempenho térmico do dispositivo trabalhando com água em um ramal e ar no outro ramal. Constatou-se que as limitações no desempenho de trocadores de calor fabricados em FDM vão além da baixa condutividade térmica do material, o esforço de fabricação para melhorar a capacidade de impressão de pequenos recursos e paredes finas se torna um fator limitante.

Arie et al. (2017), buscou avaliar experimentalmente o desempenho térmico de um protótipo de trocador de calor polimérico. Foi projetado e fabricado um trocador de calor polimérico, de baixo custo, empregando também o processo de FDM, utilizando o polietileno como matéria prima. Através de testes experimentais utilizando água e ar, observou-se que o trocador de calor polimérico obteve um coeficiente global de transferência de calor de 35-135 W/m²K, sendo este desempenho semelhante ou superior a superfícies aletadas de placa plana disponíveis comercialmente. Os resultados também mostram que a resistência térmica da parede não é um fator limitante para o trocador de calor de polímero de baixa espessura, representando apenas 3% da resistência térmica total do sistema. Devido às suas vantagens de baixo peso, baixo custo, propriedades anti-incrustantes e anti-corrosão, em comparação com trocadores de calor metálicos, trocadores de calor de polímero são alternativas promissoras para trocadores de calor metálicos convencionais para certas aplicações.

3. MODELO TEÓRICO

Neste capítulo será apresentado o modelo analítico para prever o comportamento da queda de pressão no trocador de calor desenvolvido. A validação do modelo será realizada através da comparação de dados analíticos com resultados experimentais.

3.1. DEFINIÇÕES BÁSICAS E VARIÁVEIS DA PERDA DE CARGA

A seguir serão apresentados algumas definições básicas relacionadas aos trocadores de calor compacto e a perda de carga. As variáveis relacionadas a perda de carga estão disponíveis na literatura de Shah e Sekulic (2003) e Shah (1978).

3.1.1 Número de Reynolds ($R_{e,Dh}$)

Segundo Fox et al. (2006), o número adimensional de Reynolds pode ser definido como a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas. Para escoamento interno em geometrias circulares, o número de Reynolds é definido pela Eq. (1).

$$R_{e,Dh} = \frac{\text{Forças Inerciais}}{\text{Forças Viscosas}} = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (1)$$

sendo que ρ representa a densidade, V a velocidade do fluido, μ é a viscosidade dinâmica e D_h o diâmetro hidráulico da geometria do canal.

3.1.2 Diâmetro Hidráulico (D_h)

O diâmetro hidráulico é definido como a relação entre a área de seção transversal do canal e o perímetro molhado do mesmo.

$$D_h = 4A_t/P \quad (2)$$

sendo, A_t a área da seção transversal do canal e P o perímetro molhado do canal.

Para canais de geometrias circulares o diâmetro hidráulico pode ser simplificado para o próprio diâmetro do canal (ÇENGEL et al., 2007).

3.1.3 Fluxo de Vazão Mássica (G)

O fluxo de vazão mássica é determinado pela razão entre a vazão mássica do fluido (\dot{m}) e a área de escoamento livre do fluido (A_o), sendo expressa pela seguinte Eq. (3).

$$G = \frac{\dot{m}}{A_o} \quad (3)$$

3.1.3 Grau de Compactação ou Porosidade (σ)

A porosidade é um dos parâmetros importante para determinar a compactação do trocador de calor. Este parâmetro pode ser definido como a razão entre a área de escoamento livre (A_o) e a área frontal (A_{fr}).

$$\sigma = \frac{A_o}{A_{fr}} \quad (4)$$

3.1.4 Fator de Atrito (f)

O fator de atrito é um parâmetro adimensional que é utilizado para calcular a perda de carga devido às forças de atrito (WHITE, 2010). Na literatura são encontrados dois fatores de atrito, são eles:

1. Fator de Atrito de Darcy-Weisenbach

O fator de atrito de Darcy-Weisenbach é definido pela seguinte equação (5):

$$f_d = \frac{8\tau}{\rho V^2} \quad (5)$$

sendo τ representado pela tensão de cisalhamento na parede.

2. Fator de Atrito de Fanning

O fator de atrito de Fanning, por outro lado, é definido pela equação (6):

$$f_f = \frac{2\tau}{\rho V^2} \quad (6)$$

Pode-se notar que as duas correlações são semelhantes. Correlacionando-as, definimos a seguinte relação. No presente trabalho, será utilizado o fator de atrito de Fanning.

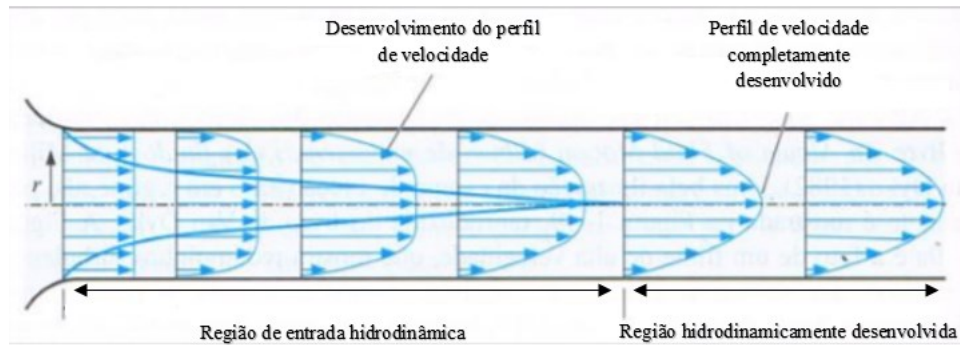
$$f = f_f = \frac{f_d}{4} \quad (7)$$

3.1.5 Camada Limite Hidrodinâmica

Os fenômenos físicos associados a escoamentos internos estão relacionados com o desenvolvimento das camadas limites hidrodinâmica e térmica. Segundo Hesselgreaves (2017), a compreensão da influência da camada limite na dinâmica do escoamento e na transferência de calor é essencial para o projeto de trocadores de calor.

A camada limite hidrodinâmica divide a região onde o efeito da viscosidade nas proximidades das paredes do canal afeta o escoamento do fluido. A região do escoamento na qual os efeitos das forças de cisalhamento viscosas, causadas pela viscosidade do fluido, são sentidas é chamada de camada limite. Estes efeitos continuam ao longo do comprimento, até a fusão das camadas limites no eixo central do canal, essa distância é chamada de comprimento de entrada hidrodinâmica (Z_{hid}), ver Figura 10. Após a fusão, o perfil de velocidades não se altera ao longo do eixo horizontal. Esta região de escoamento é denominada de região completamente desenvolvida (ÇENGEL et al., 2007).

Figura 10 – Desenvolvimento hidrodinâmico do escoamento no interior de um duto



Fonte: Adaptado de (ÇENGEL et al., 2007)

Para classificar o escoamento como completamente desenvolvido é necessário que o comprimento hidrodinâmico (L_{hid}) seja maior que comprimento de entrada hidrodinâmico (Z_{hid}), definido pela equação (8).

$$Z_{hid} \equiv \frac{L}{D_h Re_{Dh}} \quad (8)$$

De acordo com Shah (1978), o comprimento hidrodinâmico (L_{hid}) em dutos com geometria circular para escoamento laminar, é expresso pela equação (9) a seguir.

$$L_{hid,lam} = 0,056 Re_{Dh} D_h \quad (9)$$

Zhi-Qing (1982), propôs uma correlação para o comprimento hidrodinâmico para escoamento turbulento, ver Eq. (10).

$$L_{hid,turb} = 1,359 Re_{Dh}^{1/4} D_h \quad (10)$$

3.2. PERDA DE CARGA

Segundo Shah e Sekulic (2003), a perda de carga associada a um trocador de calor, é composta por 2 parcelas: a primeira está relacionada com a perda de carga associada ao núcleo

do trocador de calor, e a segunda parcela está relacionado aos dispositivos de distribuição de fluidos, bocais.

Em um primeiro momento, será apresentado o modelo teórico da perda de carga associada ao núcleo, posteriormente, o modelo de perda de carga dos bocais de entrada e saída, e por fim, as perdas de carga localizadas.

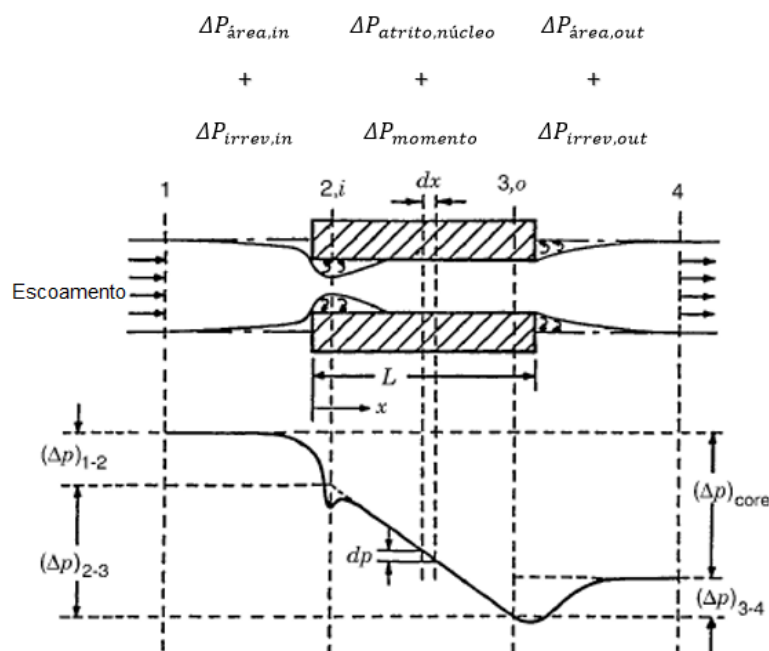
Serão assumidas as seguintes hipóteses simplificadoras para a elaboração do modelo:

1. Fluido incompressível e estável;
2. O fluido é distribuído uniformemente entre os canais com um perfil de velocidade uniforme;
3. Propriedades do fluido constantes;
4. Fator de atrito é considerado constante ao longo do canal;

3.2.1 Perda de Carga associada ao Núcleo

A queda de pressão no núcleo é composta pelas seguintes contribuições: a) perdas por atrito ($\Delta P_{\text{atrito,núcleo}}$), b) variação da taxa de momento do núcleo ($\Delta P_{\text{momento}}$), c) queda de pressão na entrada do núcleo ($\Delta P_{\text{área,in}}$ e $\Delta P_{\text{irrev,in}}$) e a d) queda de pressão na saída do núcleo ($\Delta P_{\text{área,out}}$ e $\Delta P_{\text{irrev,out}}$), como pode ser vista na Figura 11.

Figura 11 – Perda de carga associado ao Núcleo



Fonte: Adaptado de (SHAH; SEKULIĆ, 2003)

A perda de carga no interior do núcleo associada ao atrito, ocorre devido ao escoamento do fluido sobre a superfície do canal e aos efeitos de arrasto (SHAH; SEKULIĆ, 2003). O termo de perda de carga por atrito é dado pela Eq. (11).

$$\Delta P_{\text{atrito,núcleo}} = \left(\frac{G^2}{2\rho_{in}} \right) 4f \frac{A}{A_t} \rho_{in} \left(\frac{1}{\rho_m} \right) \quad (11)$$

onde A corresponde à área superficial do canal, e A_t representa à área de seção transversal do canal.

Para a configuração de canais circulares a razão (A/A_t), pode ser reescrita como:

$$\frac{A}{A_t} = \frac{\pi d_{\text{canal}} L}{\pi d_{\text{canal}}^2 / 4} = \frac{4L}{D_h} \quad (12)$$

Logo, a parcela de perda de carga associado ao atrito no núcleo é:

$$\Delta P_{\text{atrito,núcleo}} = \left(\frac{G^2}{2\rho_{in}} \right) 4f \frac{L}{D_h} \rho_{in} \left(\frac{1}{\rho_m} \right) \quad (13)$$

onde, G é o fluxo de vazão mássica do núcleo, L é o comprimento do canal, D_h é o diâmetro hidráulico do canal, ρ_{in} é a densidade do fluido na entrada do fluido, avaliado para um temperatura e pressão de entrada, ρ_m é a densidade média do fluido e f é o fator de atrito.

Baseado na bibliografia de Çengel et al., (2007), utiliza-se uma correlação para o fator de atrito em escoamento laminar completamente desenvolvido, em canal circular, em função unicamente do número de Reynolds, sendo expresso por:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (14)$$

Para escoamento laminar em desenvolvimento, Shah (1978) apresenta uma correlação para o fator de atrito válida para diferentes geometrias de canais, conhecido como Modelo de Shah-Bender, Eq. (15)

$$fRe_{Dh} = \frac{3,44}{\sqrt{L_{hid}}} + \frac{2G_{Dh} - 3,44 / \sqrt{L_{hid}} + K_{\infty} / (4L_{hid})}{1 + C / (L_{hid})^2} \quad (15)$$

A equação é baseada na tensão de cisalhamento adimensional na parede para o escoamento totalmente desenvolvido (G_{Dh}), e nos parâmetros experimentais C e K_{∞} , que dependem da geometria do canal. Shah (1978) apresenta valores para os coeficientes para diversas geometrias de canais, ver Tabela 1.

Tabela 1 – Parâmetros Experimentais Modelo Shah-Bender para escoamentos laminares

Geometria	Razão de Aspecto	$10^5 C$	K_{∞}	$2G_{Dh}$
Retangular	ε			
Placas paralelas	0,00	2,9	0,674	24,000
	0,20	7,6	0,931	19,071
	0,50	21,0	1,28	15,548
Quadrada	1,00	29,0	1,43	14,227
Circular	r_i/r_o			
Círculo	0,00	21,2	1,250	16,000
	0,05	5,0	0,830	21,567
	0,10	4,3	0,764	22,343
	0,50	3,2	0,688	23,813
	0,75	3,0	0,678	22,967
Triangular	$\omega = 60^\circ$	53	1,69	13,333

Fonte: Adaptado de (SHAH, 1978)

No presente trabalho, a geometria do canal é circular. Sendo assim, $C = 21,2 \times 10^{-5}$, $K_{\infty} = 1,25$ e $2G_{Dh} = 16$.

Para escoamento em regime de transição e turbulento, diversas pesquisas, entre elas Gnielinski (2013) e Mortean e Mantelli (2019), sugerem a utilização da correlação proposta por Konakov (1946). Esta correlação é baseada em resultados experimentais, para o fator de atrito para escoamento completamente desenvolvido para dutos circulares lisos. A correlação é válida para valores de Reynolds entre 4000 e 1×10^6 , sendo expressa na Eq. (16)

$$f = \frac{1}{4} (1,8 \log Re - 1,5)^2 \quad (16)$$

Outra correlação amplamente aceita para escoamento em regime de transição e turbulento, tanto para tubos lisos quanto para tubos rugosos é a correlação desenvolvida por Colebrook (1939). A correlação é válida para valores de número de Reynolds entre 2300 e 1×10^8 , sendo expresso a seguir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{1}{4} \left(-2 \log \left(\frac{\varepsilon/d_{canal}}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \right) \quad (17)$$

A perda de carga associada a variação do momento, ocorre devido ao aquecimento ou resfriamento do fluido no interior do canal, resultando na variação da taxa de momento, ou em efeitos de aceleração e desaceleração (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Esta parcela é calculado pela equação a seguir:

$$\Delta P_{momento} = \left(\frac{G^2}{2\rho_{in}} \right) 2 \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \quad (18)$$

A perda de carga associada a queda de pressão na entrada do núcleo é constituída por 2 parcelas: (a) queda de pressão devido à variação da área e (b) queda de pressão devido a irreversibilidade

No presente trabalho, a variação da temperatura na entrada é pequena, e a velocidade do fluido é pequena quando comparada com a velocidade do som. Assim a queda de pressão devido a variação da área, é dada pela equação de Bernoulli (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

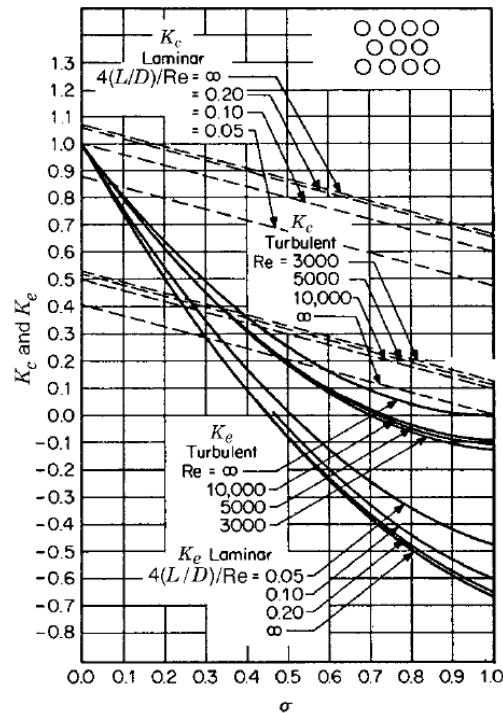
$$\Delta P_{\acute{a}rea,in} = \left(\frac{G^2}{2\rho_{in}} \right) (1 - \sigma^2) \quad (19)$$

onde σ é a porosidade do núcleo do trocador de calor.

A segunda parcela é devido a irreversibilidade, que são as perdas associadas a expansão livre irreversível que ocorre logo após a contração súbita (ver ponto 2i da Figura 11). A região de separação do escoamento produz perdas de pressão irreversíveis e mudanças na taxa de momento, devido a não uniformidade do fluido, e por fim, produzindo perda de carga (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

A perda de carga devido aos fatores citados anteriormente é levada em consideração pelo coeficiente de contração (K_c). O coeficiente de contração e expansão para canais de seção circular é mostrado na Figura 12.

Figura 12 – Coeficientes de entrada e saída de Perda de Pressão



Fonte: (SHAH; SEKULIĆ, 2003)

No presente trabalho, a porosidade do núcleo foi de 0,1289, com base na Figura 12 podemos estimar K_c para os regimes laminar e turbulento. Para o regime laminar foi adotado K_c igual a 0,94 e igual a 0,82, para números de Reynolds menores que 2000 e para valores de Reynolds entre 2000 e 2400, respectivamente. Para o regime turbulento foi adotado um valor único de K_c igual a 0,48.

A perda de carga devido à irreversibilidade é dada pela equação (20), a seguir.

$$\Delta P_{irrev,in} = K_c \left(\frac{G^2}{2\rho_{in}} \right) \quad (20)$$

E por fim, a perda de carga devido à queda de pressão na saída do núcleo, é composta por duas parcelas: (a) perda de carga devido a variação de área, e (b) perda de carga devido a irreversibilidade, já explicados anteriormente.

Na região de saída do núcleo, é utilizado o fator de expansão (K_e) nos cálculos da irreversibilidade, baseado na Figura 12. Neste trabalho, foi utilizado um K_e de 0,67 para o regime laminar e 0,73 para o turbulento. As equações devido a variação de área e irreversibilidade são calculadas pelas Equações (21) e (22), respectivamente:

$$\Delta P_{area,out} = -\left(\frac{G^2}{2\rho_{out}}\right)(1 - \sigma^2) \quad (21)$$

Onde o sinal negativo na equação acima representa que a variação de área, quando o fluido sai do núcleo do trocador, gera uma expansão do fluido resultando em uma redução da queda de pressão.

$$\Delta P_{irrev,out} = K_e \left(\frac{G^2}{2\rho_{out}}\right) \quad (22)$$

Logo, somando todas as parcelas referentes a queda de pressão no núcleo do trocador de calor, obtemos a seguinte equação final:

$$\Delta P_{total_núcleo} = \frac{G^2}{2\rho_{in}} \left[4f \frac{L}{D_h} \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_m}\right) + 2 \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1\right) + (1 - \sigma^2 + K_c) - (1 - \sigma^2 - K_e) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}}\right) \right] \quad (23)$$

3.2.2 Perda de Carga associada aos Bocais

A perda de carga devido aos bocais também aumenta a perda de carga no sistema, e por isso, deve ser considerada no modelo analítico (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Idel'Chik e Ginevskii (2007), apresentam algumas configurações de difusores/bocais e os coeficientes de perda de carga associados a cada configuração.

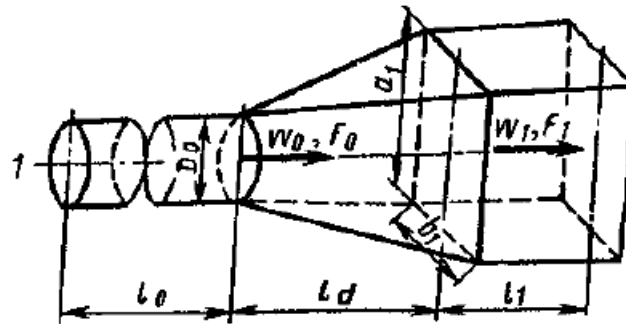
No modelo proposto serão adotados algumas hipóteses, sendo elas:

1. Propriedades do fluido constantes;
2. O perfil do fluxo não apresenta distorções.

3.2.2.1 Bocal de Entrada

O modelo de perda de carga no bocal de entrada é baseado em Idel'Chik e Ginevskii (2007). Os autores apresentam uma configuração de bocal com a transição de uma seção transversal circular na entrada para uma seção transversal retangular na saída, ver Figura 13.

Figura 13 – Bocal de seção transversal circular para retangular



Fonte: (IDEL'CHIK; GINEVSKIĬ, 2007)

Os parâmetros geométricos envolvidos são o diâmetro de entrada do bocal (d_0), a altura e largura da seção de saída do retângulo (a_1 e b_1 , respectivamente) e o comprimento do bocal (L_d). O parâmetro F_0 representa a área de seção transversal de entrada do bocal e F_1 representa a área de seção transversal de saída do bocal. O parâmetro α consiste no ângulo divergente do bocal.

As medidas geométricas do bocal empregado no presente trabalho são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Medidas geométricas bocal de entrada

a_1	b_1	d_0	L_d	α	F_0	F_1
0,0385 m	0,048 m	0,03 m	0,038 m	27,37°	7,068E-4 m ²	1,848E-3 m ²

Fonte: Autor (2019)

A perda de carga no bocal, de acordo com Idel'Chik e Ginevskii (2007), é função do coeficiente de resistência de divergência (ζ_{div}), expresso como a soma do coeficiente de resistência a fricção (ζ_{fr}) e o coeficiente de resistência a expansão (ζ_{exp}).

$$\zeta_{div} = \zeta_{fr} + \zeta_{exp} \quad (24)$$

Para o cálculo total de resistência na divergência (ζ_{div}), é necessário primeiro calcular o ângulo de divergência equivalente (α) expresso por:

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{2\sqrt{\frac{a_1 b_1}{\pi}} - d_0}{L_d} \quad (25)$$

O ângulo de divergência equivalente (α) para a configuração do bocal utilizado no presente trabalho é de 27,37°.

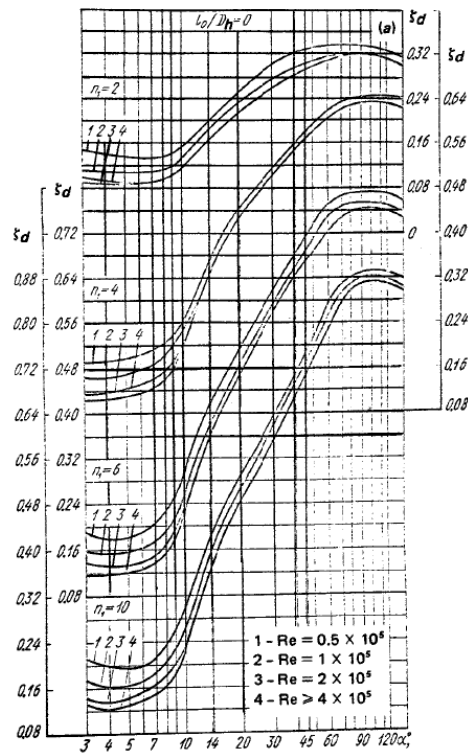
Baseado em dados experimentais coletados, Idel'Chik e Ginevskii (2007) propuseram tabelas e gráficos para valores do coeficiente de resistência de divergência (ζ_{div}), em função do ângulo de divergência equivalente (α), do número de Reynolds e da razão da área de seção transversal da saída e da entrada F_1/F_0 . A tabela e o gráfico são mostrados na Figura 14 e Figura 15.

Figura 14 – Valores experimentais de coeficiente de resistência de divergência

$Re \times 10^{-5}$	α, deg													
	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90	120	180
	$n_{w1} = 2$													
0.5	0.140	0.136	0.135	0.153	0.175	0.200	0.235	0.250	0.300	0.325	0.326	0.325	0.320	0.300
1	0.10	0.110	0.105	0.130	0.160	0.185	0.200	0.230	0.270	0.300	0.315	0.310	0.310	0.300
2	0.095	0.090	0.095	0.116	0.150	0.175	0.180	0.216	0.250	0.285	0.310	0.315	0.325	0.300
≥ 4	0.085	0.085	0.090	0.112	0.145	0.175	0.185	0.220	0.250	0.285	0.310	0.315	0.325	0.310
	$n_{w1} = 4$													
0.5	0.170	0.185	0.200	0.245	0.300	0.335	0.380	0.450	0.520	0.580	0.620	0.640	0.640	0.640
1	0.145	0.155	0.180	0.225	0.280	0.335	0.360	0.430	0.500	0.560	0.605	0.630	0.630	0.625
2	0.115	0.135	0.150	0.200	0.260	0.335	0.360	0.420	0.500	0.560	0.605	0.630	0.630	0.625
≥ 4	0.106	0.188	0.130	0.195	0.260	0.335	0.360	0.430	0.500	0.560	0.605	0.530	0.630	0.625

Fonte: (IDEL'CHIK; GINEVSKIĬ, 2007)

Figura 15 – Gráfico coeficiente de resistência de divergência



Fonte: (IDEL'CHIK; GINEVSKIĬ, 2007)

Realizando uma interpolação dupla nos valores expostos na Figura 14 e na observação do gráfico na Figura 15 acima, é possível estimar o coeficiente total de resistência do bocal (ζ_{div}).

No presente trabalho, chegou a um valor de ζ_{div} de 0,3523.

Após calculado o coeficiente total de resistência ao bocal (ζ_{div}), é possível calcular a perda de carga devido ao bocal de entrada no sistema, com a seguinte equação.

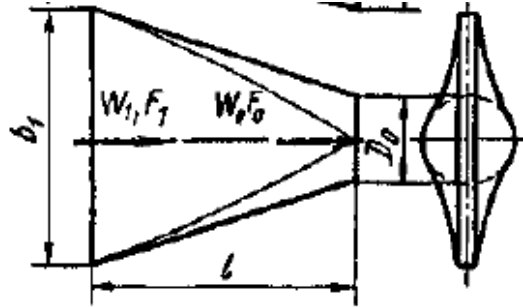
$$\Delta P_{bocal,in} = \frac{\zeta_{div} \rho_{in} w_{in}^2}{2} \quad (26)$$

onde ρ_{in} é a densidade do fluido mensurado na entrada do bocal e w_{in} é a velocidade do fluido na entrada do bocal.

3.2.2.2 Bocal de Saída

O modelo de perda de carga no bocal de saída é baseado em Idel'Chik e Ginevskii (2007), que apresenta a configuração de um bocal com a transição de uma área de seção transversal retangular na entrada para circular na saída, como pode ser observado na Figura 16.

Figura 16 - Bocal de seção transversal retangular para circular



Fonte: (IDEL'CHIK; GINEVSKIĬ, 2007)

Para o cálculo de perda de carga no bocal de saída, em um primeiro momento, devemos calcular o coeficiente de convergência total (ζ_{con}), que é definido pela seguinte equação.

$$\zeta_{con} = \left(c_0 + c_1 \frac{b_1}{a_1} \right) \left(\frac{F_0}{F_1} \right)^2 + 0,3e^{(-Re_{bocal_out} * 10^{-5})} \quad (27)$$

onde F_0 é a área da seção transversal circular de saída, F_1 é a área de seção transversal retangular de entrada, Re_{bocal_out} é calculado em função da vazão mássica de saída (\dot{m}_{out}), viscosidade cinemática de saída e do diâmetro do bocal de saída. c_0 e c_1 são coeficientes definidos por Idel'Chik e Ginevskii (2007).

c_0 é calculado em função do coeficiente de fricção de Darcy (λ), comprimento do bocal (L_d) e do diâmetro hidráulico do bocal.

Segundo Idel'Chik e Ginevskii (2007), o coeficiente de fricção de Darcy para canais circulares e de paredes lisas, pode ser expresso pela Eq. (28).

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \log Re_{bocal_in} - 1,64)^2} \quad (28)$$

O bocal de saída apresenta uma transição de geometria retangular para uma geometria circular, logo o diâmetro hidráulico para esta configuração é definida pela Eq. (29).

$$D_h = \frac{(D_{h,1} + d_0)}{2} = \frac{\left[\frac{2a_1b_1}{a_1 + b_1} + d_0 \right]}{2} \quad (29)$$

Com o diâmetro hidráulico encontrado, podemos calcular o coeficiente c_0 que é definido pela Eq. (30).

$$c_0 = \frac{\lambda L_d}{D_h} \quad (30)$$

O coeficiente c_1 é calculado em função da razão do comprimento do bocal (L_d) pelo diâmetro de saída da configuração circular do bocal (d_0): $c_1 = f(L_d/d_0)$. Idel'Chik e Ginevskii (2007) propõe a Tabela 3 abaixo, para definir o valor de c_1 .

Tabela 3 – Parâmetros experimentais

L_d/d_0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
c_1	0,002	0,002	0,002	0,002	0,0015	0,0010	0

Fonte: Adaptado de (IDEL'CHIK; GINEVSKIĬ, 2007)

Logo, calculando o coeficiente de convergência total (ζ_{con}), estamos aptos a calcular a perda de carga associada ao bocal de saída, Eq. (31).

$$\Delta P_{bocal,out} = \frac{\zeta_{con} \rho_{out} w_{out}^2}{2} \quad (31)$$

onde ρ_{out} é a densidade de saída mensurada na saída do bocal e w_{out} é a velocidade do fluido na seção de saída do bocal.

3.2.3 Perda de Carga associada a desvios

O fluido de um sistema de tubulação percorre através de diversas conexões, curvas, cotovelos, tês. Essas componentes interrompem o escoamento suave do fluido e causam perdas adicionais devido à separação do escoamento e à mistura que eles induzem. Estas perdas são chamadas de “perdas menores” (ÇENGEL et al., 2007).

O modelo de perda de carga associada a desvios é baseada em Çengel et al. (2007). As perdas menores são expressas em termos do coeficiente de perda (K_L), velocidade média do fluido (w_f) e a aceleração da gravidade (g).

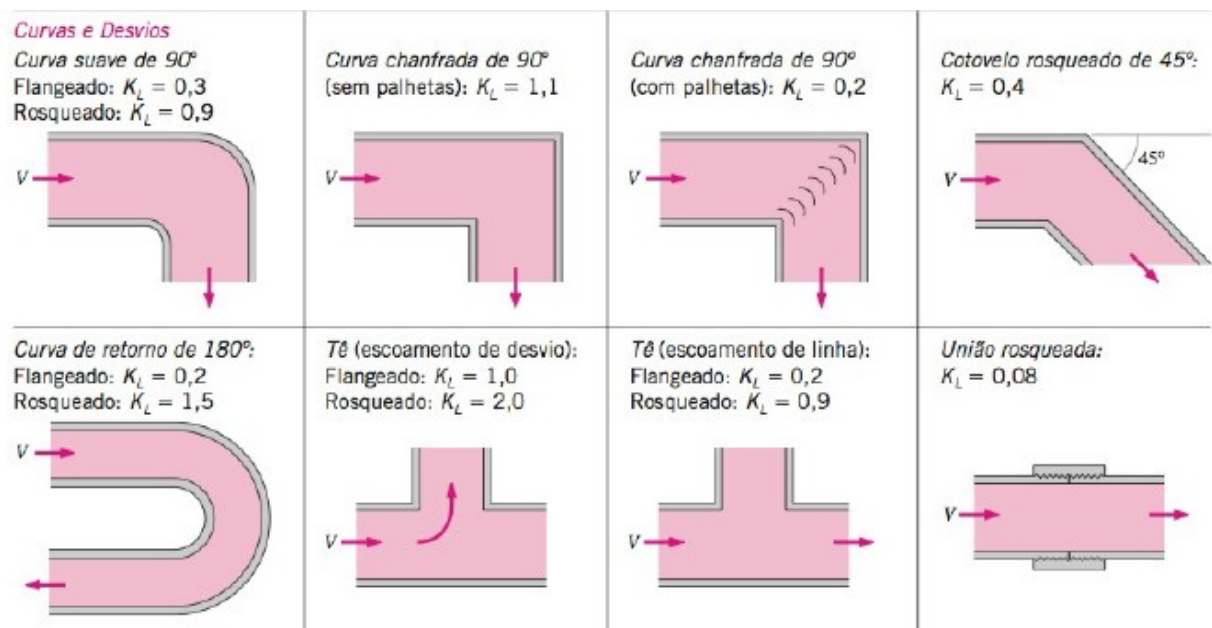
$$h_L = \frac{K_L w_f^2}{2g} \quad (32)$$

$$w_f = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} \quad (33)$$

onde h_L é definido como a perda de carga irreversível à perdas menores e A_c a área de seção transversal do duto.

Na Figura 17, é possível observar valores de coeficiente de perda (K_L) para diversas configurações de curvas e desvios para o escoamento em um tubo.

Figura 17 – Coeficiente de perda para curvas e desvios



Fonte: (ÇENGEL et al., 2007)

Observando a Figura 24, que representa a bancada experimental da perda de carga, pode-se notar a presença de dois (2) tês, na entrada e saída. A utilização destes componentes irá impactar na perda de carga.

No presente estudo, foi adotado a configuração de tê rosqueado em escoamento de desvio localizado antes do bocal de entrada e logo após do bocal de saída, resultando em um coeficiente de perda (K_L) igual a 2. O tê foi utilizado na bancada para que fosse possível instalar o sensor PT100 usado para a medição da temperatura.

Determinado a perda de carga irreversível na Eq. (32), é possível calcular a perda de pressão devido às perdas menores.

$$\Delta P_{desvio} = \rho g h_L = \frac{\rho K_L (w_f)^2}{2} \quad (34)$$

Na Tabela 4 abaixo, é apresentado os valores de entrada para o cálculo da perda de pressão devido as perdas menores.

Tabela 4 – Valores de entrada perda de pressão devido as perdas menores

K_L	g	d_{duto}
2,0	9,81 m/s ²	0,0254 m

Fonte: Autor (2019)

3.2.3 Perda de Carga Total

A perda de carga total do sistema ($\Delta P_{total,sistema}$), é a soma das parcelas da perda de carga associado ao núcleo ($\Delta P_{total,núcleo}$) Eq. (23), bocal de entrada ($\Delta P_{bocal,in}$) Eq. (26), bocal de saída ($\Delta P_{bocal,out}$) Eq. (31), e ao desvios e curvas do sistema (ΔP_{desvio}) Eq. (34).

Logo, após determinado todas as parcelas de perda de carga presente no sistema, podemos determinar a perda de carga total do sistema ($\Delta P_{total,sistema}$), sendo expressa pela Eq. (35).

$$\Delta P_{total,sistema} = \Delta P_{total,núcleo} + \Delta P_{bocal,in} + \Delta P_{bocal,out} + \Delta P_{desvio} \quad (35)$$

3.4. ESTUDO DA MÁ DISTRIBUIÇÃO

A maioria dos modelos teóricos relacionados com o desempenho térmico e a avaliação da perda de carga de trocadores de calor, considera que a vazão mássica é constante e igual em todos os canais do núcleo (ÇENGEL; GHAJAR, 2011; KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012; SHAH; SEKULIĆ, 2003). Entretanto, esta hipótese, em algumas situações é errônea, resultando em uma divergência entre os resultados analíticos e experimentais.

Segundo Baek et al. (2014), Chiou (1978) e, Cryogenic Engineering Conference (1967), a má distribuição do fluido, juntamente, com efeitos de perda de carga, afetam o desempenho térmico de trocadores de calor. Segundo Lalot et al. (1999), a má distribuição do fluido pode reduzir em até 25% a eficiência do trocador de calor.

Segundo Chiou (1978), a não uniformidade do fluxo em trocadores de calor é geralmente associada ao projeto inadequado do bocal de entrada, além da passagem imperfeita do fluido causada por problemas de projeto, fabricação ou incrustação. Ela pode ser classificada em duas categorias: má distribuição grosseira e má distribuição passagem a passagem. Este último geralmente ocorre em dispositivos altamente compactos, em que falhas na fabricação dos canais, juntamente com incrustações, obstruem a passagem, resultando em uma distribuição não uniforme do fluido entre os canais. A má distribuição grosseira, por outro lado, está associada a projetos inadequados de bocais (LUO et al., 2015).

Baek et al. (2014) acrescenta que, o problema de má distribuição se agrava quando o trocador de calor analisado é compacto com micro canais paralelos (*Micro Channel Heat Exchanger - MCHE*). Como o trocador de calor analisado no presente trabalho é do tipo MCHE, o problema de má distribuição deve ser considerado.

Com o intuito de minimizar os efeitos de má distribuição, e conseqüentemente, melhorar o desempenho térmico, estudos teóricos, numéricos e experimentais, focados em trocador de calor compactos, estão sendo realizados.

Lalot et al. (1999), realizou um estudo analítico e numérico de trocadores de calor de fluxo cruzado. O autor propôs como solução o uso de uma grade uniformemente perfurada localizada na metade da distância entre o bocal e o núcleo do trocador de calor.

Ranganayakulu et al. (1996), utilizando elementos finitos, analisaram o efeito da não uniformidade de fluxo na entrada de trocadores de calor tipo placas. Foi possível constatar que a redução no desempenho e as variações das quedas de pressão foram bastante significativas em aplicações que apresentaram a má distribuição do fluido.

Com base em resultados experimentais e numéricos de trocadores de calor de placas aletadas (*PFHE*), os autores Jiao et al. (2003); Raul et al. (2016); Zhang e Li (2003), propuseram soluções para o problema. Foi observado que a inserção de placas defletoras com diversos furos circulares, utilizando diâmetros menores no centro e maiores nas laterais, resultou em menores razões de velocidade e menores coeficientes de não uniformidade, obtendo, portanto, uma melhor distribuição de fluxo.

Luo et al. (2008), avaliou os efeitos da má distribuição em trocadores de calor de micro canais (MCHE), empregando diferentes configurações de bocais. Os autores empregaram bocais com configuração piramidal e com estrutura arborescente, projetando 4 configurações distintas de trocadores. Os trocadores foram montados com um bocal na entrada e um bocal na saída, nas seguintes configurações: 1) arborescente e arborescente (ACEC), 2) arborescente e piramidal (ACEP), 3) piramidal e piramidal (APEP) e 4), piramidal e arborescente (APEC). Em seus resultados, observou que o melhor desempenho térmico foi alcançado com a configuração que possuía a geometria arborescente no bocal de saída, que apesar de aumentar a perda de carga, devido as ramificações dos canais, reduzia o fenômeno da má distribuição, resultando em um desempenho térmico de 28% superior em relação as outras configurações.

Baek et al. (2014), por meio de dados experimentais e numéricas em trocadores de calor compactos, concluíram que o bocal pode ser responsável por 50% da queda de pressão total do sistema. Assim, o desenvolvimento de um bocal apropriado está intimamente relacionado com o desempenho térmico final do trocador de calor e a má distribuição.

Em pesquisas recentes, Guo et al. (2014); Luo et al. (2008) e Wang et al. (2014), propuseram um modelo de bocal com geometria arborescente com “n” ramificações. Baseado em dados experimentais e numéricos, os autores constataram que a configuração proposta apresentava uma melhor homogeneização do fluido, em relação a bocais convencionais, melhorando o desempenho térmico e acrescentando pouco na perda de carga.

No Apêndice A, é possível encontrar um resumo de várias pesquisas relacionadas com o fenômeno de má distribuição em trocadores de calor.

4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Nesta seção será descrito o procedimento experimental empregado nos testes da análise de perda de carga e da má distribuição em bocais. Serão abordados tópicos de projeto e fabricação do núcleo do trocador de calor, bancada experimental, procedimento experimental e, por fim, incertezas experimentais.

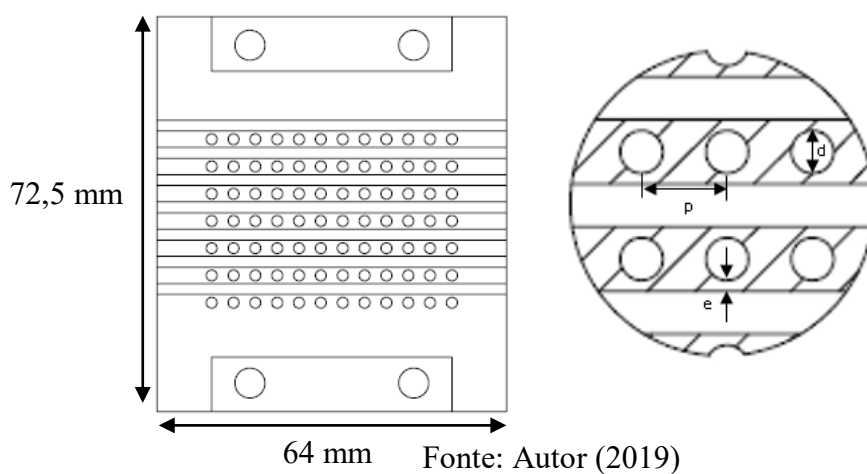
4.1. PERDA DE CARGA

4.1.1 Projeto e Fabricação do Trocador de Calor

O protótipo do trocador de calor do presente trabalho foi projetado para operar com canais retos de seção transversal circular, o objetivo é desenvolver um modelo teórico para uma configuração mais simples, e no futuro modificar o caminho do canal e verificar a influência da geometria na perda de carga e transferência de calor.

O trocador apresenta uma configuração de escoamento cruzado, com os dois ramais, quente e frio, com as mesmas configurações. O núcleo é composto de sete (7) camadas para ambos os lados do escoamento, sendo cada camada composta por doze (12) canais retos. Os canais possuem uma seção transversal circular com 2 mm de diâmetro (d) e 64 mm de comprimento. A distância entre os centros dos canais (p) é de 4 mm e a distância entre camadas (e) é de 0,5 mm, como pode ser visto na Figura 18.

Figura 18 – Detalhes geométricos interno do núcleo



Dessa forma, a área total de transferência de calor, ou seja, a área disponível dos canais internos para realizarem a troca de calor é de $0,03378 \text{ m}^2$ para cada lado do escoamento. A área livre de escoamento, definido como, a área frontal disponível para que o fluido escoe dentro dos canais é de $0,0002638 \text{ m}^2$ para ambos os ramais.

As características e os parâmetros geométricos do protótipo são apresentados Tabela 5.

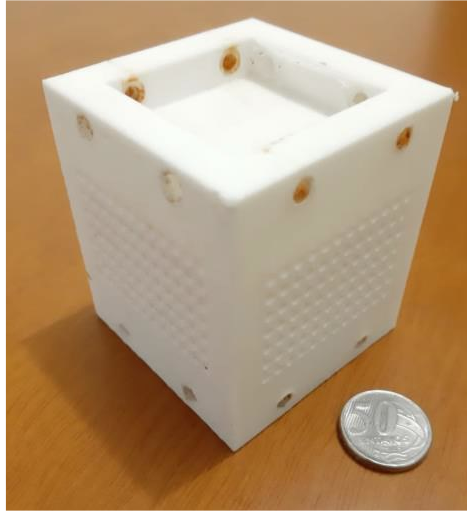
Tabela 5 – Características geométricas dos protótipos

Parâmetros (Lado frio / Lado quente)	Protótipo
Geometria transversal do canal	Circular
Distância entre os centros dos canais	4 mm
Diâmetro do canal (d)	2 mm
Distância entre camadas (e)	0.5 mm
Comprimento do canal (c)	64 mm / 64 mm
Diâmetro hidráulico do canal (Dh)	2 mm
Número de camadas para cada lado (N)	7 / 7
Número de canais por camada (n)	12 / 12
Área total de transferência de calor para cada lado (A_{tot})	$0.03378 \text{ m}^2 / 0.03378 \text{ m}^2$
Área do fluxo livre para cada lado (A_o)	$0.0002638 \text{ m}^2 / 0.0002638 \text{ m}^2$
Largura do núcleo	64 mm
Altura do núcleo	72.5 mm
Comprimento do núcleo	64 mm

Fonte: Autor (2019)

Um primeiro protótipo foi produzido utilizando o método de fabricação Modelagem por Fusão e Deposição (*Fused Deposition Modeling – FDM*), ver Figura 19. Este processo tem como principal vantagem o baixo custo de fabricação. Entretanto, o protótipo produzido apresentou diversos vazamentos entre os canais e entre as camadas. Isto ocorreu, pois não ocorreu a fusão completa entre os fios.

Figura 19 – Trocador de calor compacto fabricado por FDM



Fonte: Autor (2019)

Uma 2ª opção de fabricação foi adotar o processo de manufatura aditiva por Sinterização Seletiva à Laser (SLS), já que este processo nos possibilita trabalhar com diversos materiais e com a fabricação de geometrias complexas. O material utilizado foi o Poliamida 2200 (Náilon), ver Figura 20. Analisando o núcleo produzido com o processo de SLS não foi constatado vazamentos, além de apresentar um acabamento superficial muito superior ao núcleo produzido por FDM. Desta maneira, a tecnologia de Sinterização Seletiva à Laser (SLS) mostrou-se ser a mais adequada.

As dimensões externas do núcleo foram: 64 mm de largura, 72,5 mm de altura e 64 mm de comprimento.

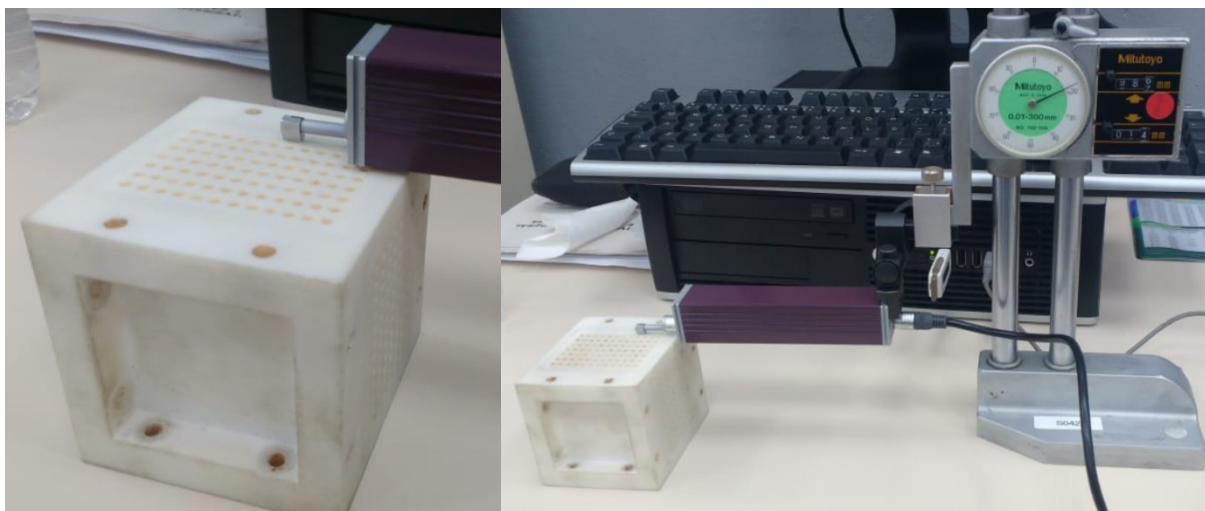
Figura 20 – Trocador de calor fabricado por SLS



Fonte: Autor (2019)

Para mensurar a rugosidade do trocador de calor, utilizou-se o rugosímetro Mitutoyo SJ-210 instalado no laboratório METeQ – Laboratório de Metrologia e Qualidade Industrial localizado na instituição da UFSC Joinville. Inicialmente o trocador de calor, passou por um processo de limpeza no ponto de medição, utilizando álcool etílico, e uma calibração inicial do equipamento, ver Figura 21.

Figura 21 – Coleta de dados de rugosidade do material



Fonte: Autor (2019)

Depois de calibrado, definiu-se duas faces de medição para coletar a rugosidade média superficial (Ra) do protótipo. Os valores medidos foram de 8,769 μm e 6,104 μm , ver Apêndice F. Adotando a média aritmética dos dois valores obtidos, estimou-se a rugosidade média do trocador de calor no valor de 7,4365 μm . Portanto, a rugosidade relativa foi de $3,72 \times 10^{-3}$.

Foram utilizados bocais fabricados por SLS, com área de seção transversal de entrada circular de 30 mm de diâmetro (d), e com área de saída retangular com medidas de 38,5 mm de altura (h) e 48 mm de largura (l). O comprimento do bocal é de 105 mm (c), ver Figura 22.

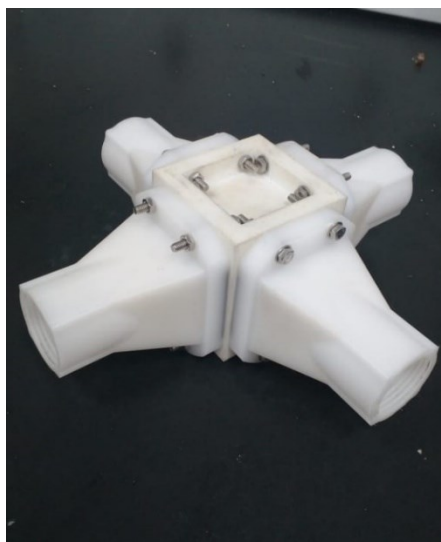
Figura 22 – Bocal fabricado por SLS



Fonte: Autor (2019)

Para fixar os bocais no trocador de calor, foram feitas duas furações na parte superior e inferior do núcleo com diâmetro de 5,50 mm. Utilizando dezesseis (16) parafusos sextavados interno M5, quatro para cada bocal, os bocais foram fixados no núcleo, resultando no protótipo apresentado na Figura 23.

Figura 23 – Montagem do trocador de calor com canal reto.



Fonte: Autor (2019)

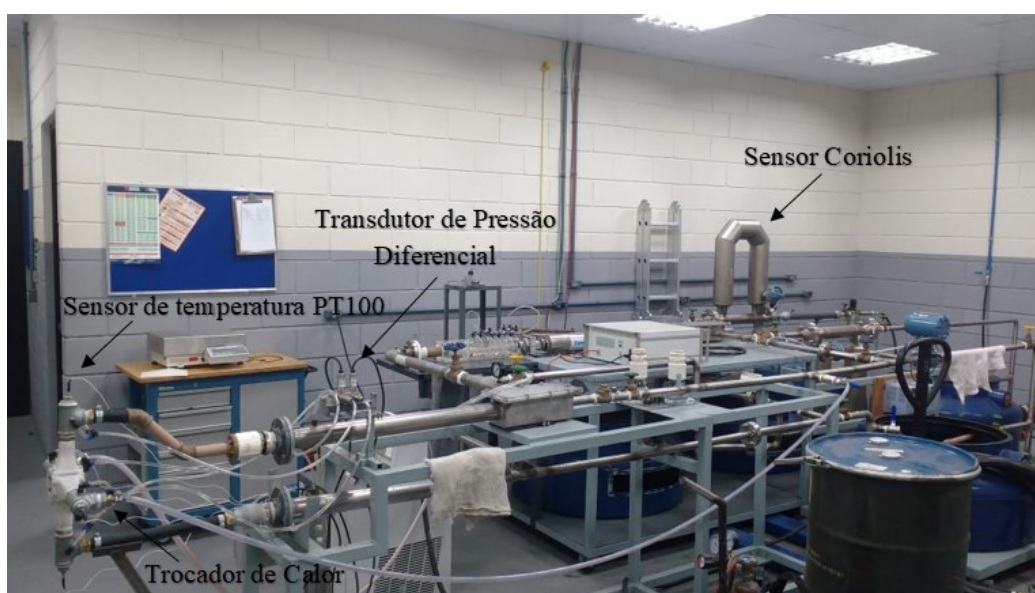
No presente trabalho, o objetivo é investigar a queda de pressão no interior do trocador de calor, verificar a viabilidade técnica da fabricação de trocadores de calor compactos por manufatura aditiva e estudar a influência da má distribuição do fluido em bocais.

4.1.2 Descrição da Bancada Experimental

Com o objetivo de testar o trocador de calor foi construída uma bancada experimental capaz de coletar dados de vazão, temperatura e pressão. A partir destas grandezas é possível verificar o funcionamento do trocador, avaliar o desempenho térmico e a perda de carga.

A bancada está alocada no laboratório do grupo de pesquisa Thermal Fluid Flow Group (*T2F*) na Universidade Federal de Santa Catarina (*UFSC*) – Campus de Joinville, e pode ser observada na Figura 24 a seguir.

Figura 24 – Bancada Experimental



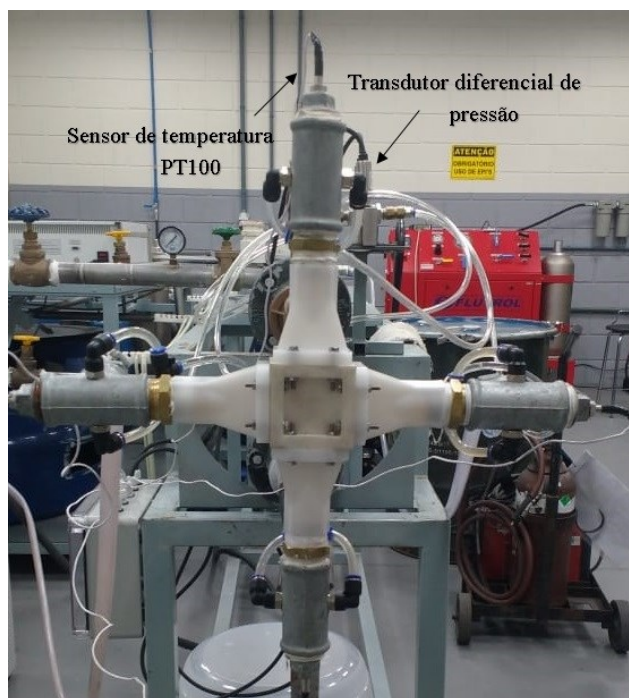
Fonte: Autor (2019)

A bancada é composta por: um compressor de ar, um medidor de vazão Coriolis CMF200 EMERSON®, um sensor RTD PT100 PMA 1/8-6-1/8-T-3 OMEGA®, uma unidade de transdutores de pressão diferencial PX409 OMEGA®, uma unidade de transdutor de pressão absoluto 628-10-GH-P1-E1-S1 DYWER®, um sistema de aquisição de dados National Instrument® modelo cDAQ-9178, um software de linguagem de programação LabView® e um computador, representados na Figura 24.

A bancada foi equipada com sensores de temperatura PT100 instalados na conexão tipo tê da entrada e da saída do trocador de calor, ver Figura 25. Para as medições de pressão de entrada e diferencial de pressão, foram utilizados transdutor de pressão absoluto 628-10-GH-P1-E1-S1 DYWER® e transdutores diferenciais de pressão PX409 OMEGA®, respectivamente. Para isso, no mesmo tê foram instaladas pequenas conexões para a tomada da

pressão. O trocador instalado na bancada, com os sensores de temperatura e de pressão, são mostrados na Figura 25.

Figura 25 – Montagem do sensor de temperatura PT100 e do transdutor diferencial de pressão



Fonte: Autor (2019)

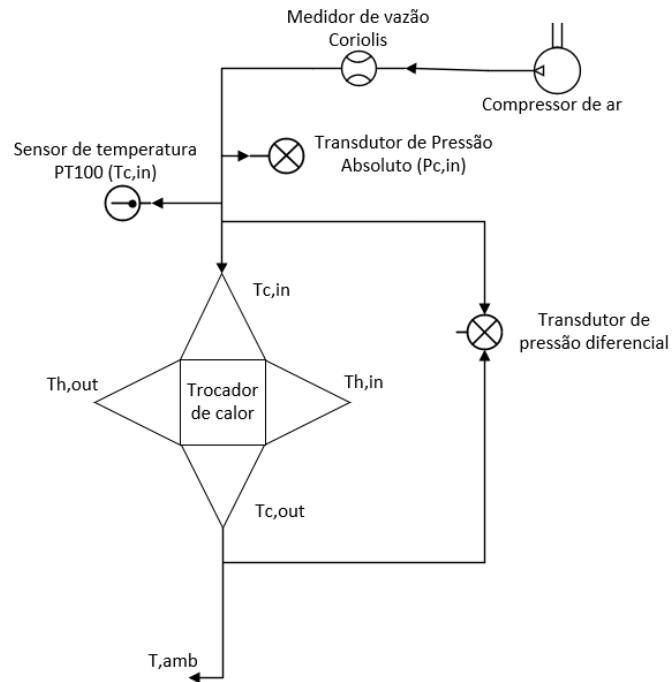
A coleta de dados de pressão e de temperatura foram realizadas utilizando um sistema de aquisição com dois slots distintos para a captação dos dados. Para a leitura dos sensores RTD's, foi utilizado o sistema da National Instrument® com um slot de 100 ohm, já para fazer a leitura do transdutor diferencial de pressão, foi empregado um slot de 20 mA. Ambas as medições foram registradas e armazenadas através do software LabView®, a uma taxa de registro de uma leitura por segundo. Para a medição de vazão do ar, foi utilizado um sensor Coriolis.

Como o foco do presente trabalho é estudar a perda de carga no trocador de calor, os testes experimentais foram realizados apenas com o escoamento do ramal frio (ar comprimido). Dessa maneira, os resultados e incertezas experimentais da parcela térmica não afetaram os experimentos, e no modelo teórico foi desconsiderada a parcela da variação do momento no interior do canal, uma vez que não se variava a temperatura.

O ar, inicialmente a temperatura ambiente, era direcionado de um compressor para o ramal frio da bancada. Inicialmente o ar passava pelo sensor de vazão Coriolis, para em seguida,

ser direcionado ao bocal de entrada do trocador de calor. Após percorrer o núcleo, o ar era eliminado para a atmosfera, concluindo o ciclo aberto do ramal frio, ver Figura 26.

Figura 26 – Fluxograma da bancada experimental



Fonte: Autor (2019)

4.1.3 Procedimento Experimental

O mesmo procedimento experimental foi adotado em todos os testes. Inicialmente, definia-se a vazão mássica do ar comprimido a temperatura ambiente. Com o sistema em funcionamento, aguardava-se atingir o regime permanente para iniciar a coleta dos dados.

Como o objetivo dos testes era de avaliar uma ampla faixa de números de Reynolds no interior do canal, as vazões de testes foram selecionadas de modo a trabalhar com escoamentos do regime laminar até o turbulento.

A fim de avaliar uma gama maior de pontos foram realizados dois conjuntos de testes.

No primeiro conjunto de testes, o primeiro nível de vazão (CI_1) foi de 0,0029 kg/s. Para cada nível subsequente aumentava-se 0,001 kg/s, até atingir 0,0096 kg/s (CI_8), caracterizando os oito primeiros níveis da vazão. Em seguida, variava-se a vazão de 0,0024 kg/s em 0,0024 kg/s até atingir 0,0361 kg/s (CI_19), tendo assim mais doze níveis.

Já no segundo, o primeiro nível de vazão ($C2_1$) foi de 0,0034 kg/s. Para cada nível subsequente aumentava-se aproximadamente 0,001 kg/s, até atingir 0,0108 ($C2_8$),

caracterizando os oito primeiros níveis da vazão. Em seguida, variava-se a vazão de 0,0024 kg/s em 0,0024kg/s até atingir 0,0361 kg/s (*C1_19*), tendo assim mais doze níveis, ver Tabela 6. A tabela apresenta a vazão mássica do teste, e o número de Reynolds para aquela vazão no interior dos canais.

Dessa maneira, o trocador foi testado com ar comprimido, à temperatura ambiente, em 19 níveis de vazão para cada conjunto de teste. Este procedimento foi repetido 2 vezes para cada conjunto. Totalizando 76 testes experimentais para o trocador de calor.

Tabela 6 – Vazões mássicas ramal frio e quente

<i>Conjunto de Teste 1</i>		<i>Conjunto de Teste 2</i>	
Vazão Mássica [kg/s]	<i>Re</i>	Vazão Mássica [kg/s]	<i>Re</i>
C1_1 = 0,0029	1200	C2_1 = 0,0034	1400
C1_2 = 0,0039	1600	C2_2 = 0,0043	1800
C1_3 = 0,0048	2000	C2_3 = 0,0053	2200
C1_4 = 0,0058	2400	C2_4 = 0,0063	2600
C1_5 = 0,0067	2800	C2_5 = 0,0072	3000
C1_6 = 0,0077	3200	C2_6 = 0,0082	3400
C1_7 = 0,0087	3600	C2_7 = 0,0092	3800
C1_8 = 0,0096	4000	C2_8 = 0,0101	4200
C1_9 = 0,0120	5000	C2_9 = 0,0108	4500
C1_10 = 0,0144	6000	C2_10 = 0,0132	5500
C1_11 = 0,0169	7000	C2_11 = 0,0157	6500
C1_12 = 0,0193	8000	C2_12 = 0,0181	7500
C1_13 = 0,0217	9000	C2_13 = 0,0205	8500
C1_14 = 0,0241	10000	C2_14 = 0,0229	9500
C1_15 = 0,0265	11000	C2_15 = 0,0253	10500
C1_16 = 0,0289	12000	C2_16 = 0,0277	11500
C1_17 = 0,0313	13000	C2_17 = 0,0301	12500
C1_18 = 0,0337	14000	C2_18 = 0,0325	13500
C1_19 = 0,0361	15000	C2_19 = 0,0349	14500

Fonte: Autor (2019)

O objetivo era trabalhar com número de Reynolds como mostrado na tabela anterior, entretanto, para baixas vazões teve-se uma grande dificuldade em setar a vazão desejada, por isso, em alguns casos, o número de Reynolds real é diferente do estipulado na Tabela 6.

4.1.4 Incerteza experimental

As incertezas experimentais envolvidas nos testes estão associadas com o sensor de temperatura PT100, sensor de vazão Coriolis (ramal frio) e transdutor de pressão diferencial e transdutor de pressão absoluto.

A temperatura de entrada do trocador de calor foi medida utilizando sensor de temperatura PT100, que segundo o fabricante apresentam um grau de incerteza de $0,15+0,002(T)$ °C.

Os dados de pressão foram coletados a partir do transdutor de pressão diferencial e transdutor de pressão absoluto, que segundo o fabricante, o equipamento apresenta uma exatidão de leitura de 0,08% do valor medido, e uma exatidão de leitura de 1% da medição, respectivamente. A incerteza de medição da vazão mássica foi baseada nas informações disponibilizadas pelos fabricantes. Segundo os fabricantes, a incerteza de medição do sensor de vazão eletromagnético é de 0,25% do valor medido para uma faixa de 0,01 à 12 m/s, e o sensor de vazão Coriolis (usado para o ramal de ar) é de 0,25% do valor medido.

A Tabela 7 apresenta as incertezas associadas aos instrumentos utilizados no experimento.

Tabela 7 – Incerteza dos parâmetros

Parâmetro	Sensor PT100 (°C)	Transdutor de pressão	Transdutor de pressão absoluto	Vazão mássica frio [kg/s]
Incerteza sistemática	$0,15+0,002(T)$	0,08% da medição	1% da medição	0,35% da medição

Fonte: Autor (2019)

4.2. MÁ DISTRIBUIÇÃO

No procedimento experimental de má distribuição, buscou-se observar a vazão mássica em diferentes posições no bocal, a fim, de avaliar a uniformidade do fluido.

Essa análise é de suma importância para o cálculo da perda de carga e transferência de calor, visto que, uma das hipóteses do modelo teórico é que a distribuição do fluido no trocador é uniforme em todos os canais. Foram realizados dois testes diferentes: um para água e outro para o ar.

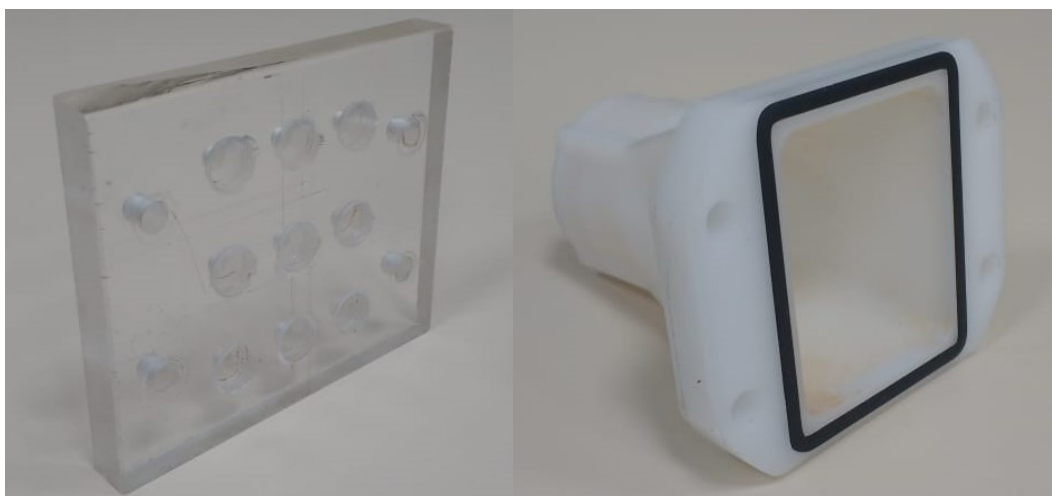
4.2.1 Bancada Experimental – água

Para avaliar a má distribuição no bocal utilizado nos testes experimentais, foi projetada e fabricada uma bancada experimental. O bocal estudado foi o mesmo descrito anteriormente na seção 4.1.1, o qual apresenta uma configuração piramidal, com uma entrada de seção circular e uma saída de seção retangular.

Na presente análise, o objetivo é dividir a saída do bocal em seções e medir a massa da água coletada, em um determinado tempo, em cada seção. Dessa forma, pode-se mensurar a vazão mássica em cada quadrante e determinar se está ou não ocorrendo a má distribuição no bocal estudado. Além disso, é possível também estimar o nível da má distribuição do escoamento e em qual seção (quadrante) tem-se as maiores e menores vazões.

A seção de teste consistia no conjunto formado pelo bocal e uma placa plana. A placa plana, de 70 mm de largura x 82,5 mm de altura e 9,8 mm de espessura, foi projetada para ser montada na saída do bocal, ver Figura 27.

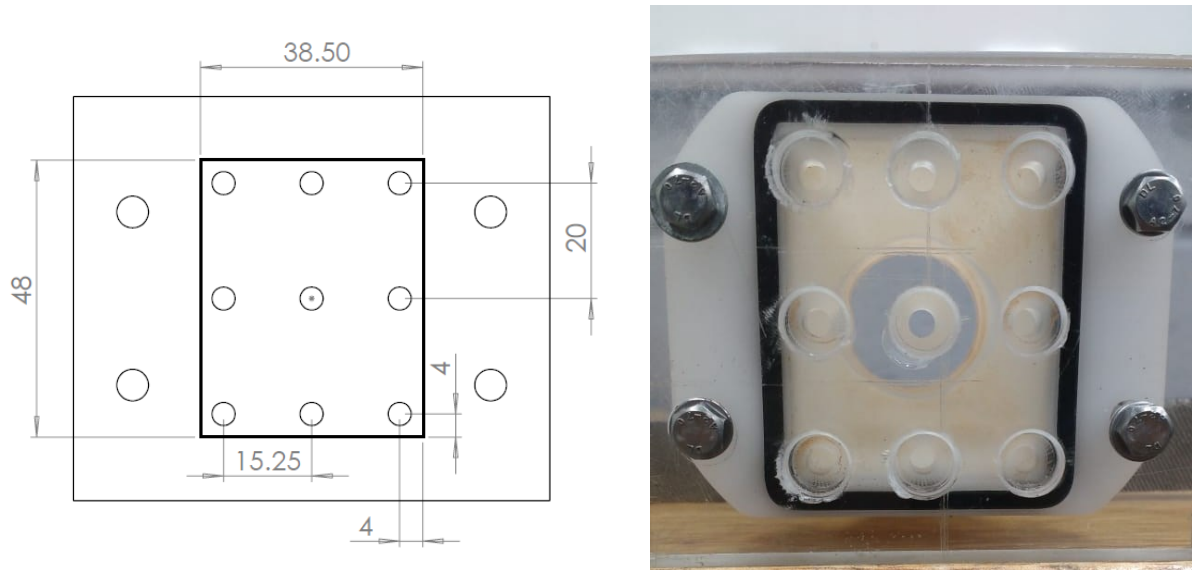
Figura 27 – Placa de acrílico fabricada



Fonte: Autor (2019)

A placa é composta por nove (9) furos circulares de diâmetro igual à 8,7 mm. A posição das furações na placa pode ser vista na Figura 28.

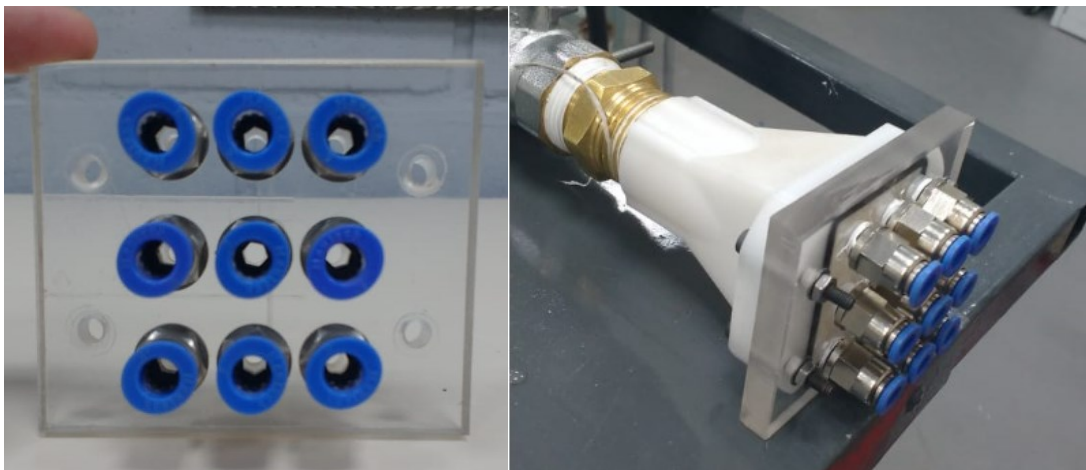
Figura 28 – Características geométrica da placa de acrílico



Fonte: Autor (2019)

Nos furos circulares foram rosqueados conexões de engate rápido, para que fosse possível conectar mangueiras para a coleta da água. A placa de orifícios foi montada no bocal, utilizando quatro (4) parafusos sextavados M5, e em seguida, instalados na bancada. A montagem pode ser observada na Figura 29.

Figura 29 – Montagem do bocal a placa de acrílico

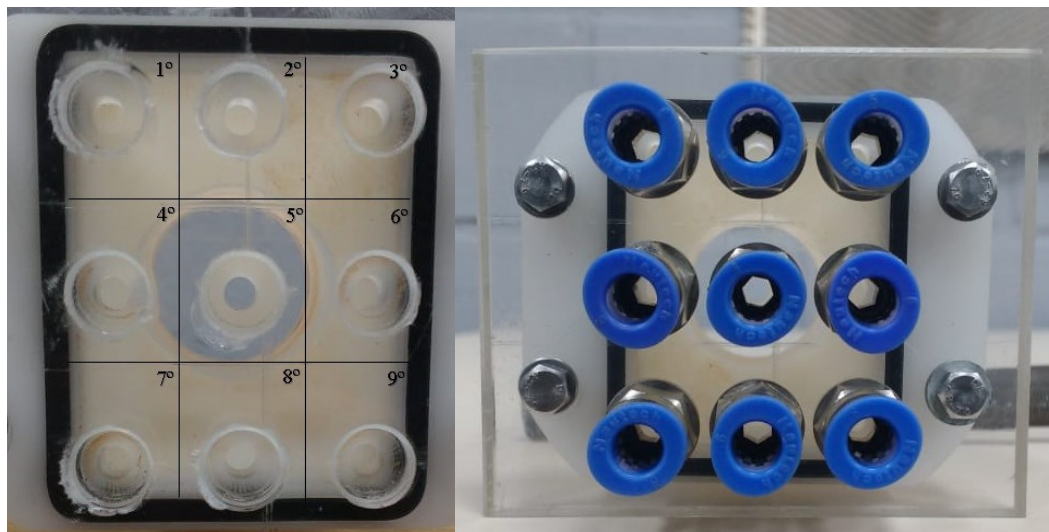


Fonte: Autor (2019)

O procedimento experimental consistiu em coletar a massa da água em cada um dos 9 quadrantes – que são as áreas de análise – em recipientes. De modo a medir a distribuição da

vazão mássica na entrada do trocador analisado e verificar se a distribuição é uniforme, ver Figura 30.

Figura 30 – Placa de acrílico dividido em quadrantes



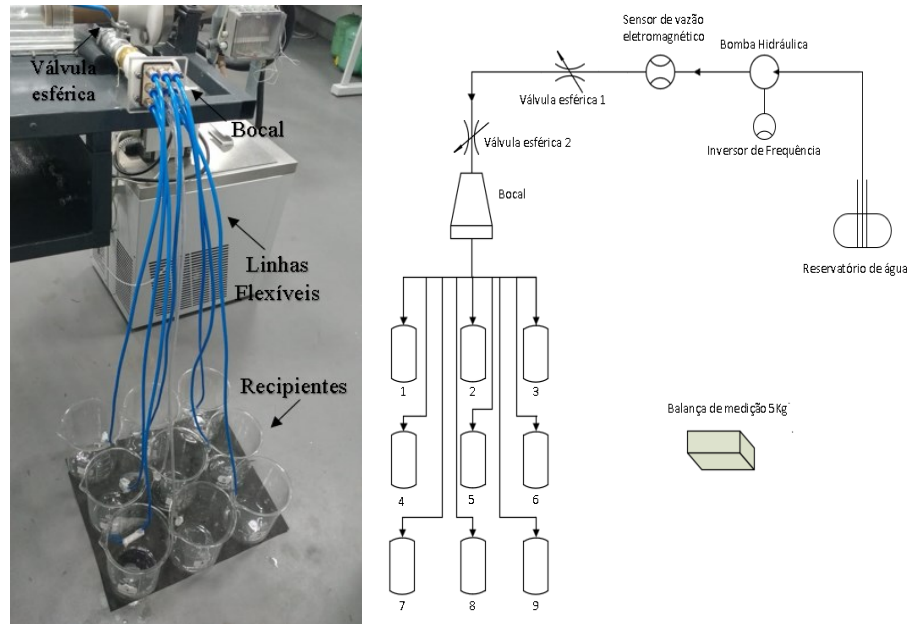
Fonte: Autor (2019)

A bancada experimental, apresentada na Figura 31, foi desenvolvida para realizar as análises de má distribuição de água em bocais piramidais. A bancada é composta pelos seguintes componentes: um inversor de frequência CFW 500 WEG®, um sensor de vazão eletromagnético Rosemount®, duas válvulas esféricas GENEBRE®, nove conexões flexíveis de diâmetro de 6 mm, nove unidades de béqueres com capacidade de 2 Litros Global Glass® e uma balança de precisão 5Kg Katashi® modelo BL-5200B.

Para os testes experimentais de má distribuição, água a temperatura ambiente é bombeada, por uma bomba hidráulica controlada por um inversor de frequência, para a bancada experimental. A água passa por um sensor de vazão eletromagnético, responsável por mensurar a vazão mássica do escoamento, para em seguida alcançar a entrada do bocal.

A água passa pelo bocal até atingir a placa de orifícios, onde estão instaladas as mangueiras, para em seguida ser armazenada em um béquer. Durante o teste o tempo é cronometrado. Finalizando o experimento, a massa de água, em cada um dos recipientes, é medida em uma balança, e os valores anotados. Dessa maneira, é possível mensurar a massa de água e vazão de água em cada um dos quadrantes, e com isso verificar a existência da má distribuição do fluido e determinar se o escoamento possui uma pré-disposição para uma determinada direção.

Figura 31 – Bancada Experimental e Fluxograma da bancada.



Fonte: Autor (2019)

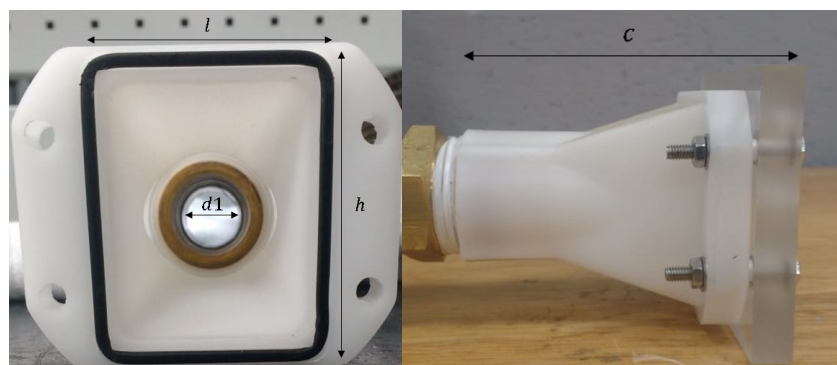
Para explorar a influência da geometria do bocal na má distribuição do fluido, foram avaliadas duas configurações de bocais:

- Caso 1) Configuração Bocal 25,4 mm x (48 mm x 38,5 mm)
- Caso 2) Configuração Bocal 12,7 mm x (48 mm x 38,5 mm)

4.2.1.1 Bocal 1 – Configuração Bocal 25,4 mm x (48 x 38,5) mm²

No bocal 1, o bocal apresenta um diâmetro de entrada ($d1$) de 1 polegada, com uma saída retangular ($h \times l$) de dimensões 48x38,5 mm² e distância entre a entrada e saída (c) de 105 mm, ver Figura 32 a seguir.

Figura 32 – Configuração de entrada e saída – Bocal 1

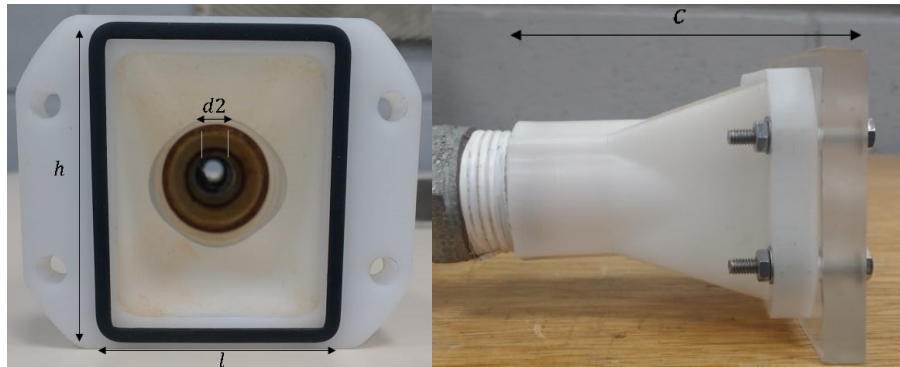


Fonte: Autor (2019)

4.2.1.2 Bocal 2 – Configuração Bocal 12,7 mm x (48 x 38,5) mm²

No bocal 2, reduziu-se apenas o diâmetro de entrada do bocal, tendo um diâmetro de entrada (d_2) de 1/2 polegada. As demais medidas foram as mesmas, ver Figura 33.

Figura 33 – Configuração de entrada e saída – Bocal 2



Fonte: Autor (2019)

A diferença entre os bocais é a razão entre a área de entrada e a área de saída. Sendo que a razão é definida na Eq. (36).

$$\text{razão} = \frac{A_{saída}}{A_{entrada}} \quad (36)$$

O caso 1 tem uma razão de 3,65 e o caso 2 de 14,5. O objetivo é verificar se o aumento da razão resulta em um aumento da má distribuição do fluido.

4.2.2 Procedimento Experimental

Primeiramente, é definido uma frequência de bombeamento no inversor de frequência CFW 500. Em seguida, é necessário adotar um tempo de espera para obter a uniformização do fluido dentro das tubulações, a fim de alcançar um regime permanente da vazão mássica. Após obter a uniformização, são abertas as válvulas, e o fluido percorre a bancada até atingir o recipiente.

Neste procedimento experimental, foram realizadas aferições em 8 níveis de vazão mássica distintas ($\dot{m}1-f1$ a $\dot{m}8-f8$), adotando uma faixa de frequência de bombeamento de 9 Hz

à 23 Hz, variando de 2 em 2 Hz, como pode ser observado na Tabela 8. A vazão mássica apresentada na tabela a seguir equivale à vazão mássica média esperada no quadrante.

Para se obter a confiabilidade e repetibilidade desejada na aferição da vazão mássica, a medição é realizada cinco (5) vezes para cada frequência de bombeamento, adotando a média entre elas como o resultado final de medição. No final, foram coletadas quarenta (40) pontos experimentais.

Tabela 8 – Vazões mássicas analisadas

Frequência [Hz]	Vazão mássica [g/s]
f1=9	$\dot{m}1=7,8$
f2=11	$\dot{m}2=13,4$
f3=13	$\dot{m}3=15,5$
f4=15	$\dot{m}4=17,8$
f5=17	$\dot{m}5=20,4$
f6=19	$\dot{m}6=22,7$
f7=21	$\dot{m}7=25,3$
f8=23	$\dot{m}8=28,1$

Fonte: Autor (2019)

Após definidas as vazões de bombeamento, é utilizado um cronômetro para aferir o tempo para o recipiente atingir a marca de 2 litros, valor estipulado como limite neste procedimento experimental, podendo ser observado Figura 34.

Figura 34 – Béqueres 2L Global Glass



Fonte: Autor (2019)

Após cronometrado o tempo, a massa é medida em uma balança de precisão de 5 Kg (modelo Katashi® BL-5200B), observado na Figura 35. Para garantir a repetibilidade na aferição da massa, ela é medida três vezes.

Figura 35 – Balança de precisão Katashi 5 Kg



Fonte: Autor (2019)

Por fim, com os dados de massa e tempo, é calculada vazão mássica de água para cada quadrante, utilizando a Eq. (37) abaixo.

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \quad (37)$$

Sendo:

\dot{m} = vazão mássica [kg/s];

m = massa do recipiente [kg];

t = tempo de aferição [s]

4.2.3 Incerteza experimental

As incertezas experimentais envolvidas no teste de má distribuição estão associadas ao sensor de vazão eletromagnético, cronômetro e a balança de precisão.

A leitura da vazão mássica é efetuada através do sensor de vazão eletromagnético, a incerteza associada a medição é disponibilizada pelo fabricante, correspondente a 0,25% da medição. Em relação a incerteza de medição de massa, é adotada a incerteza de medição da balança de precisão disponibilizada pelo fabricante. Com relação ao tempo de medição, foi adotado a incerteza associada ao erro humano ao iniciar e ao finalizar a aferição de tempo (TRILLO; BENETTI; FARIA SILVA, 2005). Segue na Tabela 9 abaixo, o resumo das incertezas presente no experimento realizado.

Tabela 9 – Incerteza dos parâmetros

Parâmetro	Sensor vazão eletromagnético [kg/s]	Balança de precisão [g]	Cronômetro [s]
Incerteza	0.25% da medição	1	0,019

Fonte: Autor (2019)

4.3.1 Bancada Experimental – ar

Para avaliar a perda de carga e a má distribuição no bocal para o ramal do ar foi projetada e fabricada uma bancada experimental. O bocal é o mesmo utilizado nas seções anteriores. Os objetivos desse teste é: 1) avaliar a má distribuição do ar no bocal e 2) mensurar a perda de carga no bocal para verificar se o modelo de perda de carga na entrada do bocal está correto.

O experimento consiste em dividir o bocal em seções, e coletar a diferença de pressão entre a entrada do bocal e a saída na seção, para diferentes vazões

A seção de teste consiste do conjunto formado pelo bocal e uma placa plana de 70 mm de largura x 82,5 mm de altura e 9,8 mm de espessura, ver Figura 27. A placa é composta por nove (9) furos circulares de diâmetro igual à 8,7 mm.

Nos furos circulares foram rosqueados conexões de engate rápido, para em seguida, conectar conexões “T” para mensurar a diferença de pressão entre a entrada do bocal e a saída da seção, ver Figura 36.

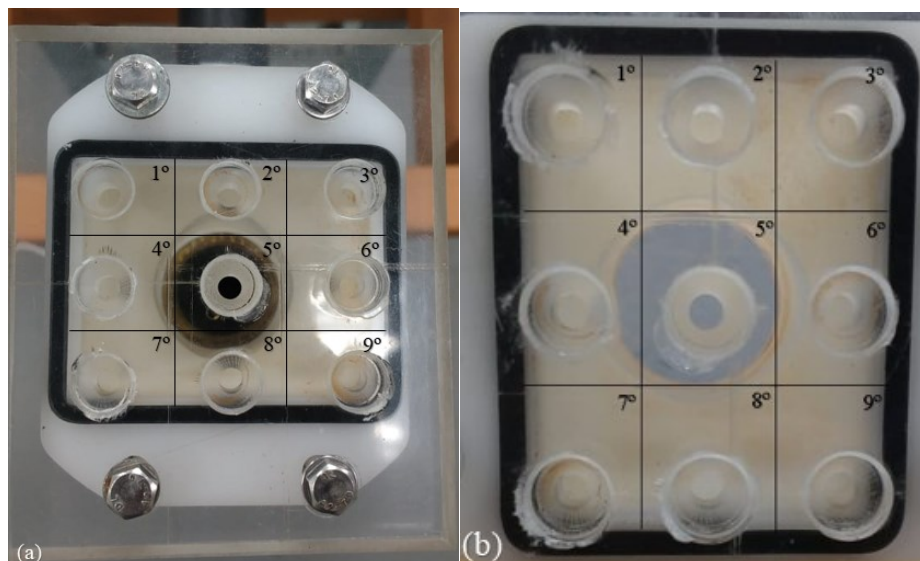
Figura 36 – Conexões “T”



Fonte: Autor (2019)

O procedimento experimental consiste em coletar o gradiente de pressão em cada um dos 9 quadrantes através de um transdutor de pressão diferencial, de modo a medir a diferença de pressão entre a entrada do bocal e a saída da conexão “T” para cada quadrante, ver Figura 37. Nota-se que a configuração de instalação entre bocal e placa de acrílico para a bancada experimental do lado do ar difere-se da instalação do lado da água.

Figura 37 – Instalação Bocal - Placa Ar (a) e Instalação Bocal – Placa Água (b)



Fonte: Autor (2019)

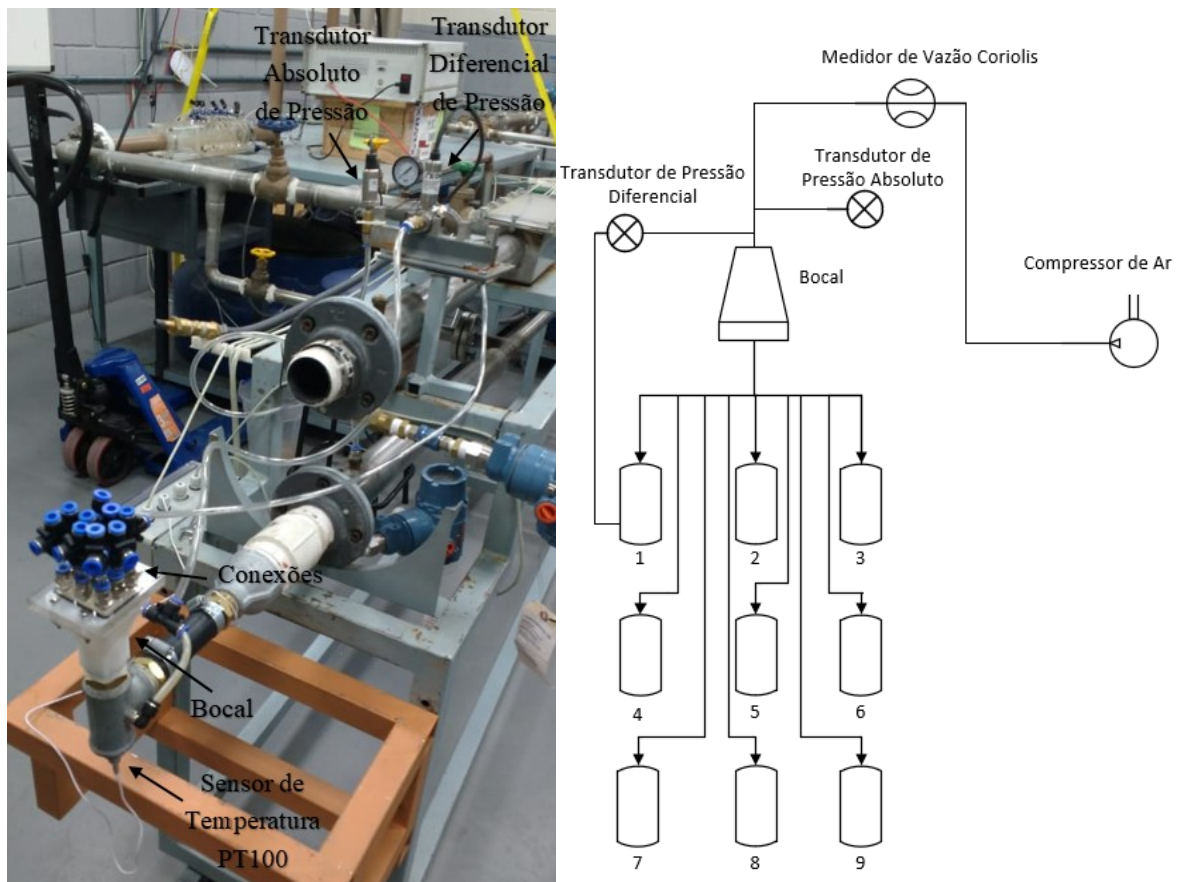
A bancada experimental, apresentada na Figura 38, foi desenvolvida para realizar as análises de má distribuição em bocais piramidais. A bancada é composta pelos seguintes componentes: um compressor de ar, um sensor de vazão Coriolis®, um sensor de temperatura RTD PT100 PMA 1/8-6-1/8-T-3 OMEGA®, um transdutor de pressão diferencial PX409 OMEGA®, um sensor de pressão absoluto 628-10-GH-P1-E1-S1 DYWER®, nove conexões “T”, nove conexões flexíveis de diâmetro de 6 mm.

Na entrada do bocal, é instalado um sensor de temperatura RTD, e um sensor de pressão absoluto, para obter as propriedades do fluido na região de entrada do bocal.

Para os testes experimentais de má distribuição, ar comprimido a temperatura ambiente, passa por um sensor de vazão Coriolis, responsável por mensurar a vazão mássica do fluido, para em seguida alcançar a entrada do bocal.

O ar atravessa o bocal até atingir a placa de orifícios, onde estão instaladas as conexões “T”. Um ramal do transdutor diferencial de pressão é conectado à entrada do bocal e o outro ao “T” na saída da placa, de modo a medir a diferença de pressão entre entrada e saída. Este procedimento é realizado para cada uma das nove seções da placa. Deste modo é possível medir a perda de carga em cada seção e estimar a má distribuição (comparando as perdas de carga, pois deveriam ter a mesma). Além de poder mensurar a perda de carga total no bocal (pela média das perdas de carga nas seções), e assim verificar se o modelo da perda de carga no bocal de entrada está adequado.

Figura 38 – Bancada Experimental Má Distribuição (Ar)



Fonte: Autor (2019)

4.3.2 Procedimento Experimental

Primeiramente, é definida uma vazão mássica do ar comprimido. Em seguida, é necessário adotar um tempo de espera para obter a uniformização do fluido dentro das tubulações. Após obter a uniformização, inicia-se a coleta de dados através do LabView.

Neste procedimento experimental, foram realizadas aferições em 18 vazões mássicas distintas ($Q1$ a $Q18$), repetindo duas vezes este conjunto de teste.

A vazão mássica apresentada na Tabela 10 representa a vazão mássica total do escoamento. Para poder comparar com a análise da queda de pressão no trocador de calor, foi dividida essa vazão pelo número de canais do trocador de calor (84 canais), para em seguida calcular o número de Reynolds que seria esperado no interior do canal do trocador de calor para essa vazão. Portanto, as vazões mostradas na Tabela 10 equivalem a uma faixa de número de Reynolds de 1600 à 15000 (considerando que essa vazão total fosse distribuída uniformemente no interior dos canais).

Tabela 10 – Procedimento Experimental – Má Distribuição (Ar)

Vazão Mássica [kg/s]	<i>Re</i> estimado
Q1 = 0,0039	1600
Q2 = 0,0048	2000
Q3 = 0,0058	2400
Q4 = 0,0067	2800
Q5 = 0,0077	3200
Q6 = 0,0087	3600
Q7 = 0,0096	4000
Q8 = 0,0120	5000
Q9 = 0,0144	6000
Q10 = 0,0169	7000
Q11 = 0,0193	8000
Q12 = 0,0217	9000
Q13 = 0,0241	10000
Q14 = 0,0265	11000
Q15 = 0,0289	12000
Q16 = 0,0313	13000
Q17 = 0,0337	14000
Q18 = 0,0361	15000

Fonte: Autor (2019)

4.3.3 Incerteza Experimental

As incertezas experimentais envolvidas nos testes de má distribuição estão associadas com os seguintes componentes: sensor de temperatura RTD PT100, sensor de vazão Coriolis, transdutor de pressão diferencial e transdutor de pressão absoluto.

A temperatura de entrada do bocal foi medida através do sensor de temperatura RTD PT100, que segundo o fabricante apresentam um grau de incerteza de $0,15+0,002(T)$ °C.

Os dados de pressão foram coletados a partir dos transdutores de pressão diferencial, que segundo o fabricante apresenta uma exatidão de leitura de 0,08% do valor medido. A incerteza de medição da vazão mássica do ar foi baseada nas informações disponibilizadas pelos fabricantes. Segundo o fabricante, a incerteza de medição do sensor de vazão Coriolis, é de 0,25% do valor medido.

A Tabela 11 apresenta as incertezas associadas aos instrumentos utilizados no experimento.

Tabela 11 – Incerteza dos parâmetros

Parâmetro	Sensor PT100 (°C)	Transdutor de Pressão Diferencial	Transdutor de Pressão Absoluto	Sensor de vazão Coriolis [kg/s]
Incerteza	0,15+0,002(T)	0,08% da medição	1% da medição	0,35% da medição

Fonte: Autor (2019)

5. RESULTADOS

5.1. PERDA DE CARGA

Os testes foram realizados para avaliar a queda de pressão do protótipo do trocador de calor compacto produzido por manufatura aditiva pelo processo de Sinterização Seletiva a Laser (SLS).

5.1.1 Resultados Experimentais

No procedimento experimental foram realizados dois conjuntos de testes com 19 níveis de vazões para o ramal frio (CI_1 a CI_19 e $C2_1$ a $C2_19$), de modo a atingir o regime laminar, de transição e turbulento no interior do canal. E para cada conjunto de teste, foram realizados duas medições ($C1A_1$ a $C1A_19$ e $C1B_1$ a $C1B_19$ e $C2A_1$ a $C2A_19$ e $C2B_1$ a $C2B_19$). Os testes foram realizados apenas com escoamento no ramal frio, a fim de evitar as incertezas experimentais da parcela térmica no estudo da perda de carga.

Os parâmetros de testes, como temperatura, vazão, pressão de entrada no trocador de calor e pressão diferencial, são apresentados na Tabela 12. Na primeira coluna (Teste), é apresentada a combinação da vazão do ramal (de CI_1 até CI_19). Os demais parâmetros coletados para diferentes testes durante o experimento, são apresentados no Apêndice C.

Tabela 12 – Parâmetros coletados durante o experimento – Teste 1B

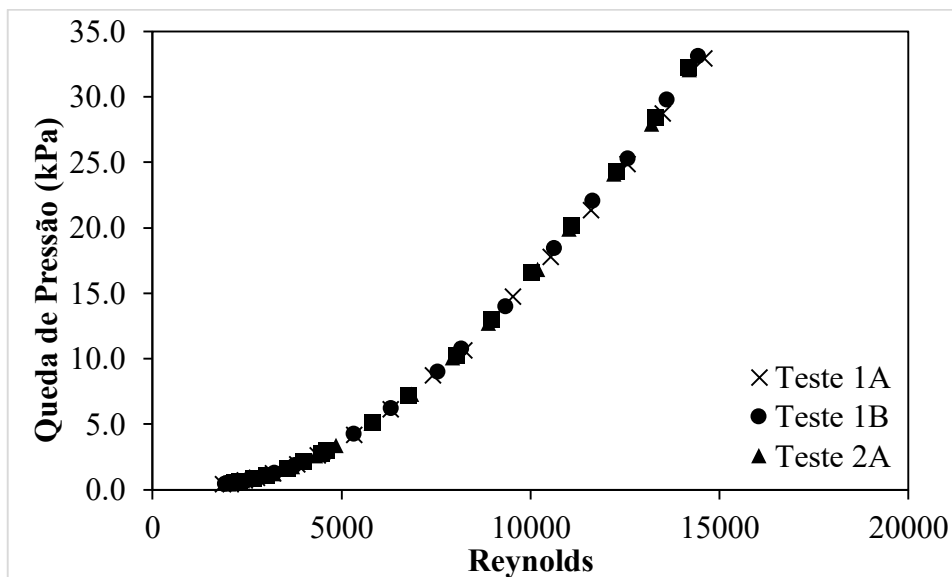
Teste 1	$T_{c,in}$ [°C]	\dot{m}_c [kg/s]	Re <i>medido</i>	$P_{c,in}$ [kPa]	ΔP [kPa]
C1B_1	18,93	0,0022	934,93	101,4310	0,0952
C1B_2	18,74	0,0044	1913,34	102,1330	0,4492
C1B_3	18,88	0,0045	1965,52	102,1500	0,4745
C1B_4	19,10	0,0059	2565,61	102,7020	0,7766
C1B_5	19,19	0,0068	2937,41	103,1240	1,0513
C1B_6	19,61	0,0074	3226,58	103,4825	1,2951
C1B_7	19,76	0,0087	3761,45	104,3545	1,8670
C1B_8	19,79	0,0103	4459,38	106,0390	2,8299
C1B_9	19,81	0,0122	5324,73	108,2165	4,2817
C1B_10	19,88	0,0145	6296,62	111,2810	6,2014
C1B_11	20,01	0,0173	7535,94	115,6770	9,0091
C1B_12	20,28	0,0188	8162,13	118,1840	10,7817
C1B_13	20,56	0,0215	9329,70	123,0585	13,9824
C1B_14	20,77	0,0244	10616,85	130,0325	18,4344
C1B_15	21,06	0,0268	11632,23	135,5025	22,0444
C1B_16	21,44	0,0289	12567,15	140,3750	25,2872

C1B_17	21,44	0,0313	13608,62	147,5160	29,8086
C1B_18	21,44	0,0332	14423,96	152,6630	33,1210
C1B_19	21,44	0,0361	15682,85	160,6365	38,0564

Fonte: Autor (2019)

A Figura 39 apresenta a perda de carga do sistema em função do número de Reynolds levando em consideração todos os testes. Todos os testes tiveram o mesmo comportamento, comprovando a repetibilidade dos testes. Além disso, como pode se observar, a queda de pressão varia significativamente com o aumento do número de Reynolds, principalmente no regime turbulento. Isto fica claro quando se analisa a equação da queda de pressão no canal: $\Delta P = f LV^2/2Dg$, que indica que a queda de pressão é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade do escoamento, por isso a curva apresenta um formato parabólico.

Figura 39 – Perda de Carga do Sistema em função de Re



Fonte: Autor (2019)

5.1.2 Validação do modelo teórico

Para a implementação do modelo teórico proposto e a solução das equações apresentadas na Seção 3.2, foi utilizado o *Software* EES.

A perda de carga total no trocador é calculada pela soma das perdas de carga no núcleo ($\Delta P_{total,núcleo}$ – Eq. (23)), composta pelas perdas por atrito ($\Delta P_{atrito,núcleo}$ – Eq. (13)), variação da taxa de momento no canal ($\Delta P_{momento}$ - Eq. (18)), queda de pressão na entrada do núcleo ($\Delta P_{área,in}$ – Eq. (19) e $\Delta P_{irrev,in}$ – Eq. (20)) e queda de pressão na saída do núcleo

($\Delta P_{\acute{a}rea,out}$ – Eq. (21) e $\Delta P_{irrev,out}$ – Eq. (22)), mais as perdas na entrada ($\Delta P_{bocal,in}$ – Eq. (26)) e saída do bocal ($\Delta P_{bocal,out}$ – Eq. (31)) , e devido aos desvios no escoamento (ΔP_{desvio} – Eq. (34)):

$$\Delta P_{total,sistema} = \Delta P_{total,n\acute{u}cleo} + \Delta P_{bocal,in} + \Delta P_{bocal,out} + \Delta P_{desvio} \quad (38)$$

$$\Delta P_{total,sistema} = \frac{G^2}{2\rho_{in}} \left[4f \frac{L}{D_h} \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_m} \right) + 2 \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) + (1 - \sigma^2 + K_c) - (1 - \sigma^2 - K_e) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \right) \right] + \frac{\zeta_{div} \rho_{in} w_{in}^2}{2} + \frac{\zeta_{con} \rho_{out} w_{out}^2}{2} + \frac{\rho K_L (w_f)^2}{2} \quad (39)$$

Tendo em vista as diferentes correlações existentes para calcular o fator de atrito (f) no interior do canal, ver seção 3.2.1. É necessário primeiramente verificar qual correlação é a mais adequada para o caso estudado.

Mortean et al. (2019), estudaram diferentes correlações para escoamento laminar hidrodinamicamente em desenvolvimento, e notaram que a diferença do fator de atrito entre as correlações existentes na literatura era muito pequena. Logo, no regime laminar em desenvolvimento foi adotada a correlação de Shah-Bender Equação (15), que é em função do comprimento de entrada hidrodinâmico adimensional, explicado na seção 3.1.5. Já para escoamento laminar completamente desenvolvido o fator de atrito é função unicamente do número de Reynolds, expresso pela Eq. (14).

Para o regime turbulento podemos empregar a correlação de Konakov Eq. (16), válida para tubos lisos e número de Reynolds entre 4000 e 1×10^6 , ou a correlação de Colebrook Eq. (17), válida para tubos rugosos e número de Reynolds entre 2300 e 1×10^8 .

A Tabela 13 a seguir faz um resumo das correlações do fator de atrito que foram empregadas no presente trabalho.

Tabela 13 – Correlações de Fator de Atrito para cada regime de escoamento

Laminar		Turbulento	Transição
Completamente Desenvolvido	Hidrodinamicamente em Desenvolvimento	Completamente Desenvolvido	-
Equação (14)	Equação (15)	Equações (16) e (17)	Equação (17)

Fonte: Autor (2019)

Para definir a melhor correlação a ser aplicada foi calculado o erro percentual da queda de pressão teórica comparada com a queda de pressão experimental.

$$erro_{\%} = \frac{|\Delta P_{teórico} - \Delta P_{experimental}|}{\Delta P_{experimental}} 100 \quad (40)$$

Hein (2019), também propõe calcular a média aritmética simples de todos os erros percentuais para cada correlação, a fim de determinar a correlação mais adequada.

$$\langle erro_{\%} \rangle = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n erro_{\%,i} \quad (41)$$

onde n é o número total de vezes que a correlação foi empregada.

Levando em consideração os testes realizados na região laminar ou muito próximos do laminar ($Re < 2370$) foram calculadas as quedas de pressão teórica e experimental e o erro percentual. Na Tabela 14, é apresentado o erro percentual e a média do erro percentual na região laminar do escoamento em desenvolvimento, uma vez que todos os dados coletados na região laminar apresentaram escoamento em desenvolvimento. Os resultados para número de Reynolds de até 1600 foram desconsiderados da análise, pois o sensor de vazão Coriolis utilizado é para trabalhar com altas vazões, falhando em medir a vazão para vazões muito baixas.

Tabela 14 – Erro percentual no regime laminar

<i>Teste</i>	<i>Re estimado</i>	<i>Re medido</i>	$\Delta P_{teórico}$ [kPa]	$\Delta P_{experimental}$ [kPa]	<i>erro</i> _% [%]	$\langle erro_{\%} \rangle$ [%]
Teste 1A	1200	1078,52	0,2088	0,1204	42,34	15,98
	1600	1856,36	0,5317	0,438	17,63	
	2000	2053,91	0,5606	0,4412	21,3	
Teste 1B	1200	934,93	0,1544	0,09518	38,37	
	1600	1913,34	0,5569	0,4492	19,34	
	2000	1965,52	0,519	0,4745	8,579	
Teste 2A	1400	1526,32	0,3788	0,2816	25,68	
	1800	2004,66	0,5804	0,4696	19,1	
	2200	2363,41	0,7229	0,6822	5,622	
Teste 2B	1400	1395,87	0,3173	0,179	43,59	
	1800	2174,25	0,6845	0,5287	22,77	
	2200	2309,05	0,6931	0,5994	13,53	

Fonte: Autor (2019)

Pode-se notar na Tabela 14, que os maiores erros associados ao modelo adotado, se encontram para baixos números de Reynolds. Percebe-se que com o aumento da vazão, ainda na região laminar, a porcentagem dos erros tendem a diminuir. Adotando a média aritmética simples dos erros associados aos testes realizados, obteve-se um erro de aproximadamente 16%.

No regime de transição e turbulento, foram analisados dois casos: a) adotando a hipótese de tubo liso, utilizando a correlação de Konakov (1946) – Eq. (16), válida para uma faixa de $4000 < Re < 1 \times 10^6$ e b) considerando a rugosidade das faces medidas ($Ra=7,4365 \mu m$) como a rugosidade no interior do canal, e empregando a correlação de Colebrook (1939) – Eq. (17), válida para uma faixa de $2300 < Re < 1 \times 10^8$. Os resultados teóricos e experimentais, bem como, os erros percentuais foram analisados em relação ao Teste 1A (ver Tabela 6) e são apresentado na Tabela 15 e Tabela 16 abaixo. Os demais resultados (Teste 2A, 1B e 2B) são apresentados no Apêndice C.

Tabela 15 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Konakov (1946) – Eq. (16) no Teste 1A

<i>Re estimado</i>	<i>Re Medido</i>	$\Delta P_{teórico,K}$ [kPa]	$\Delta P_{experimental}$ [kPa]	<i>erro</i> _% [%]	<i><erro</i> _% [%]
2400	2428,15	0,9089	0,6968	23,34	
2800	2755,79	1,058	0,9182	13,23	
3200	3172,27	1,391	1,238	10,98	
3600	3825,35	1,984	1,942	2,079	
4000	4362,07	2,519	2,637	4,659	
5000	5326,11	3,625	4,209	16,12	
6000	6298,04	4,98	6,146	23,41	
7000	7416,76	6,762	8,738	29,22	
8000	8237,73	8,097	10,63	31,25	26,56
9000	9527,73	10,68	14,74	38,04	
10000	10518,92	12,84	17,77	38,34	
11000	11587,94	15,32	21,34	39,3	
12000	12559,88	17,89	24,85	38,9	
13000	13492,41	20,42	28,72	40,66	
14000	14586,54	23,69	32,92	38,95	
15000	15793,83	27,74	37,85	36,42	

Fonte: Autor (2019)

Tabela 16 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Colebrook (1939) – Eq. (17) no Teste 1A

<i>Re estimado</i>	<i>Re Medido</i>	$\Delta P_{teórico,K}$ [kPa]	$\Delta P_{experimental}$ [kPa]	<i>erro</i> _% [%]	<i><erro</i> _% [%]
2400	2428,15	1,028	0,6968	32,23	15,67

2800	2755,79	1,204	0,9182	23,73
3200	3172,27	1,581	1,238	21,71
3600	3825,35	2,256	1,942	13,92
4000	4362,07	2,869	2,637	8,086
5000	5326,11	4,135	4,209	1,794
6000	6298,04	5,701	6,146	7,812
7000	7416,76	7,781	8,738	12,31
8000	8237,73	9,361	10,63	13,53
9000	9527,73	12,44	14,74	18,52
10000	10518,92	15,05	17,77	18,03
11000	11587,94	18,09	21,34	17,99
12000	12559,88	21,27	24,85	16,83
13000	13492,41	24,46	28,72	17,39
14000	14586,54	28,63	32,92	15,01
15000	15793,83	33,84	37,85	11,86

Fonte: Autor (2019)

Analisando a Tabela 17, é importante notar que a hipótese de tubo liso (correlação de Konakov (1946)) não teve bons resultados, resultando em um acréscimo de 10% do erro em comparação a hipótese de tubos rugosos (empregando a correlação de Colebrook (1939)). Evidenciando que aproximar a rugosidade superficial do tubo como a rugosidade do canal foi a hipótese mais adequada.

A rugosidade, mesmo que baixa ($R_a = 7,4365 \mu\text{m}$), teve uma influência significativa no resultado. Como o canal apresenta um pequeno diâmetro (2 mm), a rugosidade relativa pode ser considerada alta ($3,72 \times 10^{-3}$) e isso aumentou a queda de pressão no interior do canal.

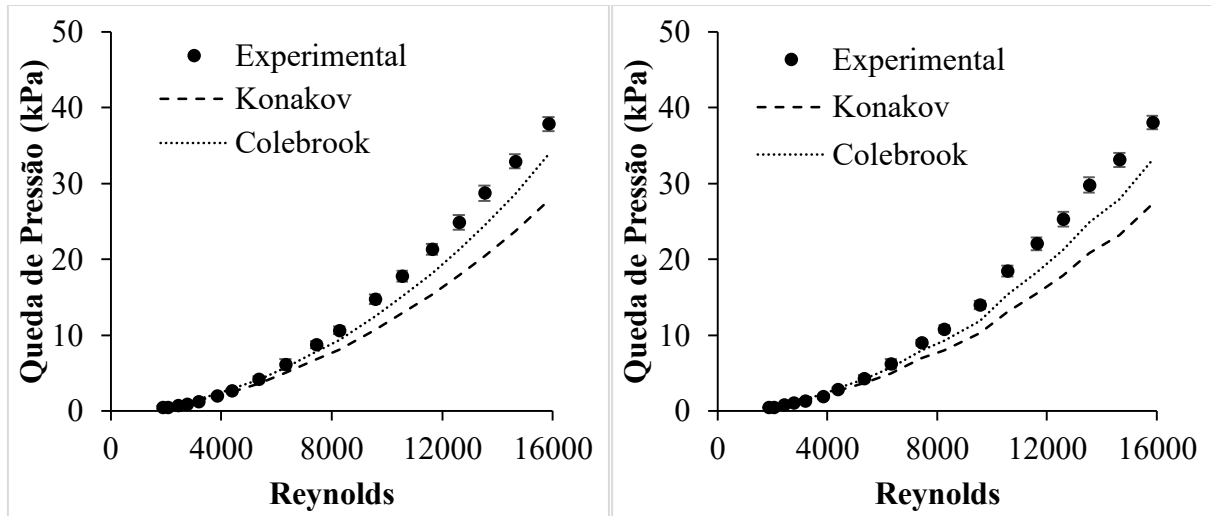
Tabela 17 – Média dos erros percentuais dos testes

Testes	Shah-Bender Eq. (15) - Laminar	Konakov Eq. (16) – Transição e Turbulento	Colebrook Eq. (17) – Transição e Turbulento
Teste 1A	19,46	26,59	15,67
Teste 1B	13,96	28,07	16,87
Teste 2A	12,36	26,10	15,27
Teste 2B	18,15	26,06	16,30
Média do erro total por região de escoamento	15,98	26,71	16,03

Fonte: Autor (2019)

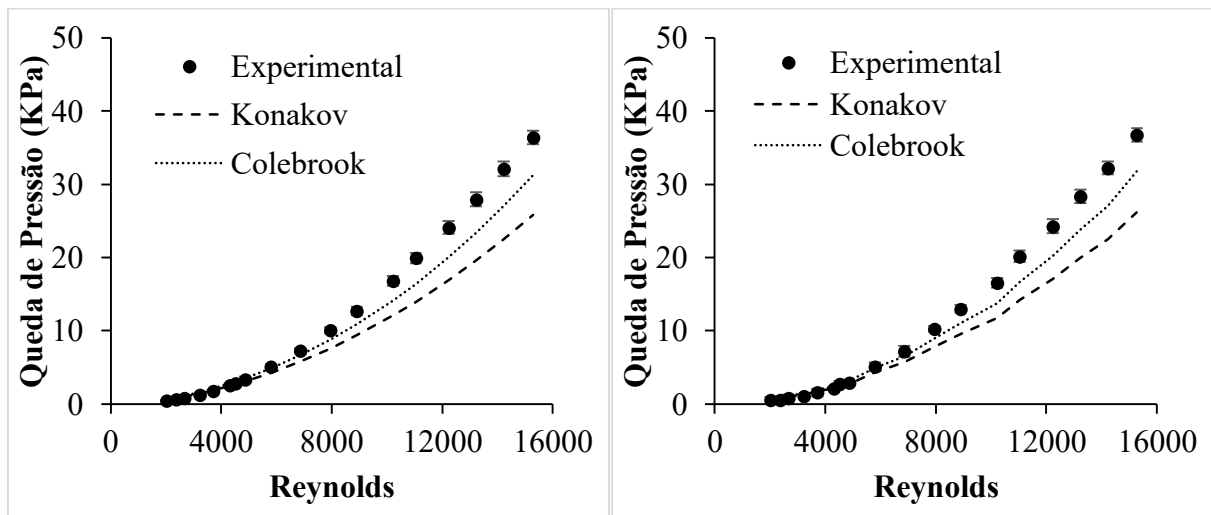
Na Figura 40 e Figura 41 é apresentada a queda de pressão em relação ao número de Reynolds.

Figura 40 – Conjunto de Teste 1 (A e B) da perda de carga no sistema



Fonte: Autor (2019)

Figura 41 – Conjunto de Teste 2 (A e B) da perda de carga no sistema



Fonte: Autor (2019)

Pode-se observar que os resultados teóricos e experimentais apresentam boa concordância na região laminar e na região de transição. Para valores de Re mais elevados a correlação de Konakov (1946) – Eq. (16), se distancia bastante dos dados experimentais, devido a hipótese adotada de tubo liso. Já a correlação de Colebrook (1939) – Eq. (17), adotando a rugosidade superficial medida, distanciou-se pouco em relação aos resultados experimentais.

Com base nos resultados apresentados decidiu-se por empregar: a correlação de Shah-Bender – Eq. (15) para o regime laminar e a correlação de Colebrook (1939) – Eq. (16) para o regime de transição e turbulento. Aplicando o modelo teórico proposto para os 4 conjunto de

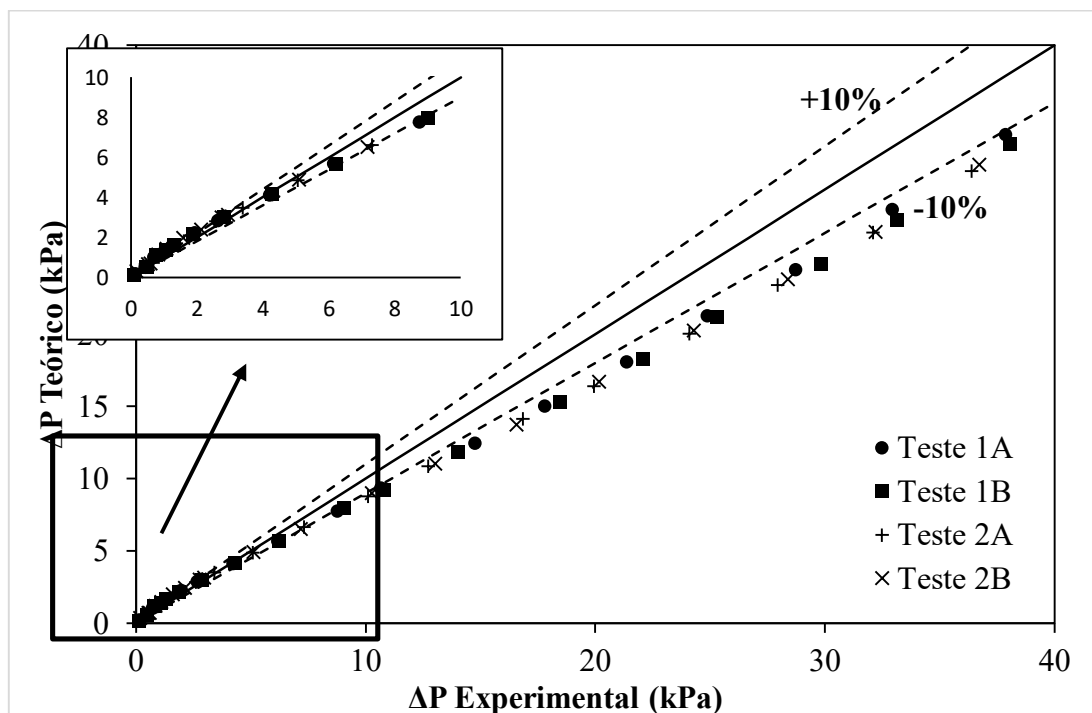
testes realizados (Teste 1A, 1B, 2A e 2B) teve-se um erro médio de 16%. A Tabela 18 apresenta o erro percentual do modelo para cada conjunto de teste.

Tabela 18 – Erro percentual do modelo

Testes	Laminar	Transição/Turbulento
Teste 1A	19,46	15,67
Teste 1B	13,96	16,87
Teste 2A	12,36	15,27
Teste 2B	18,15	16,30
Média do erro total por região de escoamento	15,98	16,03
Média do erro percentual do modelo	16	

Fonte: Autor (2019)

Figura 42 – Comparação entre resultado experimental e teórico



Fonte: Autor (2019)

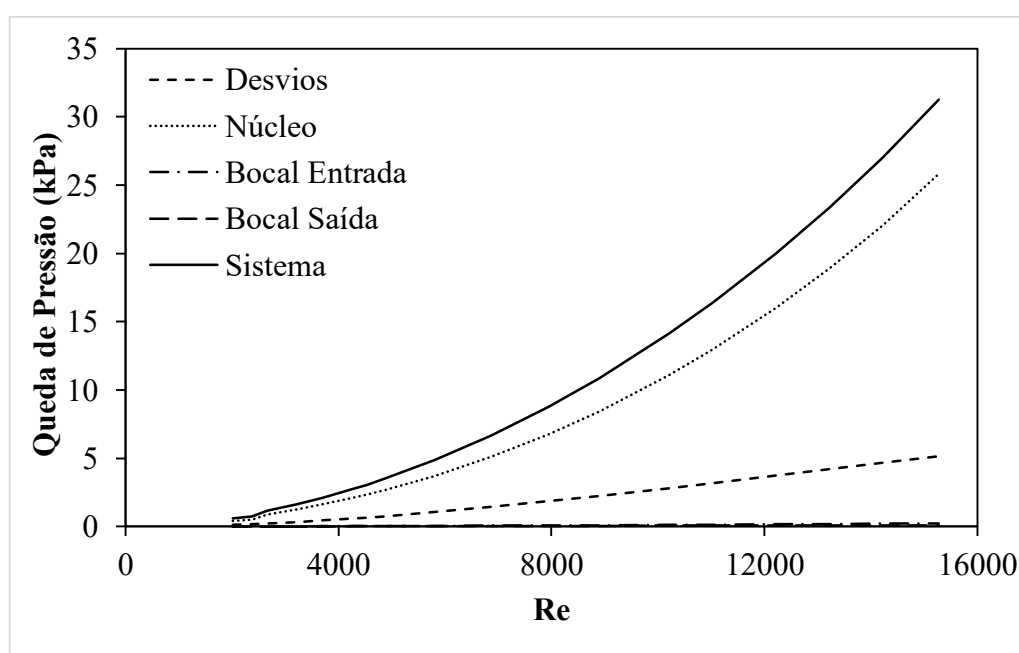
Na Figura 42, é possível observar a comparação entre a queda de pressão experimental em relação a teórica (modelo) considerando todos os 76 pontos experimentais. Na região laminar e de transição, boa parte dos pontos experimentais estão dentro da faixa estipulada de erro ($\pm 10\%$), apresentando uma boa aproximação com o modelo teórico proposto. A região do

escoamento turbulento foi a que apresenta as maiores diferenças, com erros maiores do que 10%.

Prever a queda de pressão em tubulações e equipamentos é um processo complexo, que envolve diversas incertezas, e que normalmente está atrelado a elevados erros. Levando em consideração os 76 experimentos, com números de Reynolds variando entre 1800 e 15000, o modelo proposto teve um erro médio de 16%, com grande parte dos dados muito próximos da faixa de ($\pm 10\%$), evidenciando que o modelo pode ser utilizado para prever a queda de pressão em trocadores de calor compactos.

É possível observar na Figura 43, o quanto cada componente impacta na perda de carga total do sistema. É interessante notar a elevada perda de carga associada ao núcleo, uma vez que, os canais no trocador de calor estudado são pequenos, resultando em uma elevada queda de pressão devido a contração do fluido, e devido a força de atrito e os efeitos de arrasto presente no interior dos canais. Observa-se também, que a presença dos “tês” na montagem da bancada experimental influenciou em um aumento em torno de 20% na perda de carga total do sistema, podendo ser analisado um reprojeto na bancada experimental para minimizar os efeitos desta parcela. Por fim, pode-se verificar que a perda de carga associada aos bocais de entrada e saída, foram pequenas em relação as outras parcelas. Isto se deve, a pequena razão da área de entrada e saída do bocal, não resultando em elevados valores de resistência à expansão ou à contração, impactando diretamente na perda de carga.

Figura 43 – Parcelas de Perda de Carga de componentes em função de Re



Fonte: Autores (2019)

5.2. MÁ DISTRIBUIÇÃO

Como já observado, os testes foram realizados para avaliar a má distribuição do fluido em um bocal com geometria piramidal, variando a vazão de trabalho.

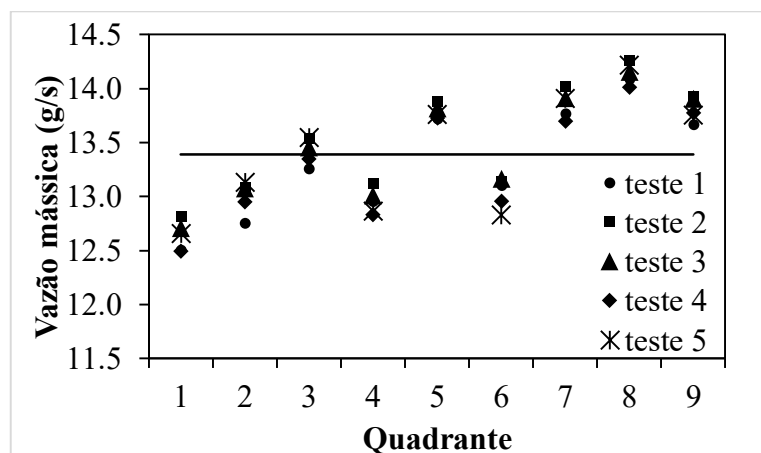
5.2.1 Resultados Experimentais – Lado da Água

Os testes foram realizados explorando diferentes vazões mássicas, reguladas pelo inversor de frequência da bomba. Foram testados 8 níveis de vazão mássica distintas ($m1-f1$ a $m8-f8$), adotando uma faixa de frequência de bombeamento de 9 Hz à 23 Hz, variando de 2 em 2 Hz (ver Tabela 8). Os testes foram repetidos 5 vezes para cada nível de vazão.

Lembrando que duas configurações de bocais foram testadas. A diferença entre elas é o diâmetro de entrada do bocal. No caso 1 (Bocal 1) tem-se um diâmetro de 25,4 mm e uma razão de área 3,65. Já o caso 2 (Bocal 2) tem 12,7 mm de diâmetro e 14,5 de razão de área.

A primeira análise consistiu em verificar se os 5 testes realizados tiveram boa repetibilidade, ou seja, vazões similares no quadrante para os diferentes testes. A Figura 44 apresenta as vazões mássicas em cada um dos 9 quadrantes para o segundo nível de frequência testado $f2=11$ Hz, para a configuração de Bocal 1. Como pode se observar, os 5 testes realizados nesse nível tiveram o mesmo comportamento, com vazões mássicas similares entre os testes para o mesmo quadrante. Os dados coletados apresentaram uma boa repetibilidade de medição. Para as demais frequências, observou-se o mesmo fenômeno. O Apêndice D apresenta os resultados medidos para cada configuração de bocal (Bocal 1 e Bocal 2) em cada um dos testes ($f1-f9$) para as 5 repetições realizadas.

Figura 44 – Vazão mássica em cada quadrante Bocal 1 (caso 1)



Fonte: Autor (2019)

O objetivo desse teste é avaliar se existe a má distribuição no bocal do trocador de calor quando testado com água. Além disso, verificar como que a vazão mássica e a configuração do bocal influenciam no resultado.

Os parâmetros medidos para a configuração de Bocal 1 na menor frequência $f1$ são apresentados na Tabela 19. A primeira coluna apresenta a combinação da frequência de bombeamento com o quadrante avaliado. A segunda coluna apresenta a massa média da água medida em cada quadrante. A terceira coluna mostra o tempo de teste e pôr fim, na quarta coluna é calculado a vazão mássica para cada quadrante. Para as demais vazões ($m2-f2$ a $m8-f8$), ver Apêndice D.

Tabela 19 – Parâmetros coletados durante o teste de 9 Hz – Configuração de Bocal 1

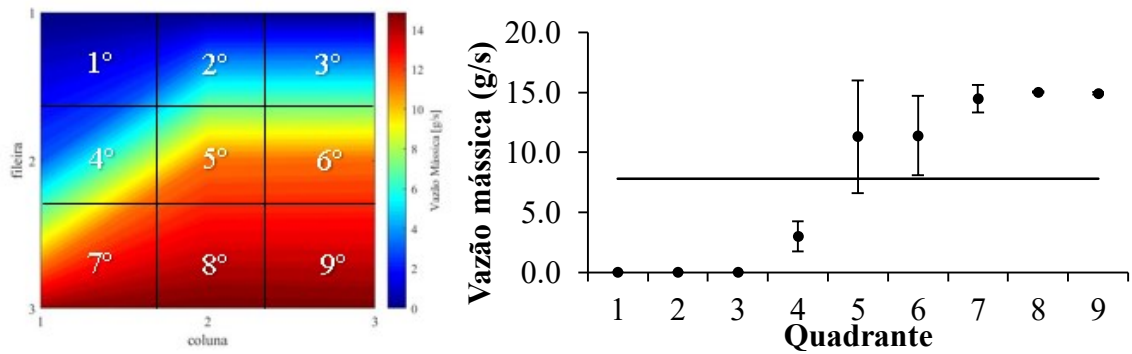
Testes	Massa média [g]	Tempo médio [s]	Vazão mássica média [g/s]
fl_r1	0	128	0
fl_r2	0	128	0
fl_r3	0	128	0
fl_r4	410,8	128	3,2
fl_r5	1447,6	128	11,3
fl_r6	1415,2	128	11,1
fl_r7	1862,1	128	14,5
fl_r8	1925,8	128	15,0
fl_r9	1912,1	128	14,9

Fonte: Autor (2019)

O software Matlab foi empregado para verificar a uniformidade do fluido através de uma análise gráfica, e também é utilizado o software Microsoft Excel para plotar os dados obtidos de vazão mássica em função do quadrante avaliado em um gráfico de dispersão de pontos.

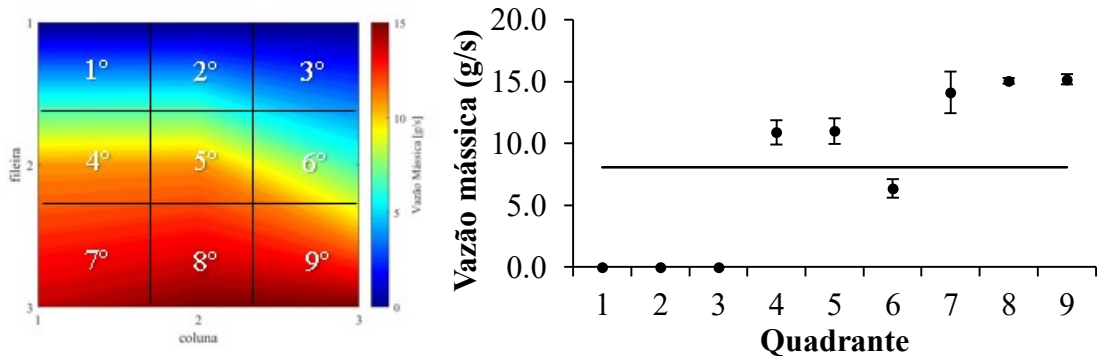
As Figura 45 e Figura 46 apresentam a distribuição do fluido em cada quadrante para a configuração de Bocal 1 e configuração de Bocal 2, respectivamente.

Figura 45 – Distribuição do fluido fl – 9Hz (Bocal 1)



Fonte: Autor (2019)

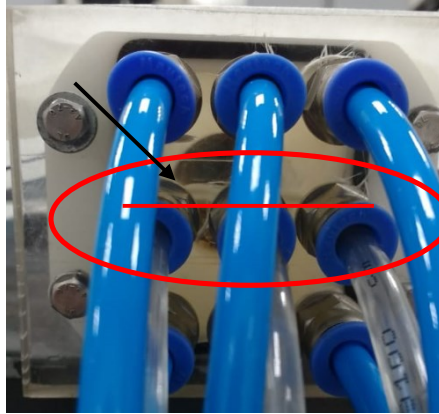
Figura 46 – Distribuição do fluido fl – 9 Hz (Bocal 2)



Fonte: Autor (2019)

Pode-se observar nas Figura 45 e Figura 46 que para vazões muito baixas a má distribuição é bem acentuada, visto que algumas regiões não recebem água (quadrantes 1, 2 e 3). Isto se torna claro analisando a Figura 47, em que se pode observar, destacado em vermelho, a linha de nível da água. Ou seja, é necessária uma vazão mássica mínima de bombeamento para preencher o bocal, e evitar o fenômeno observado na Figura 47.

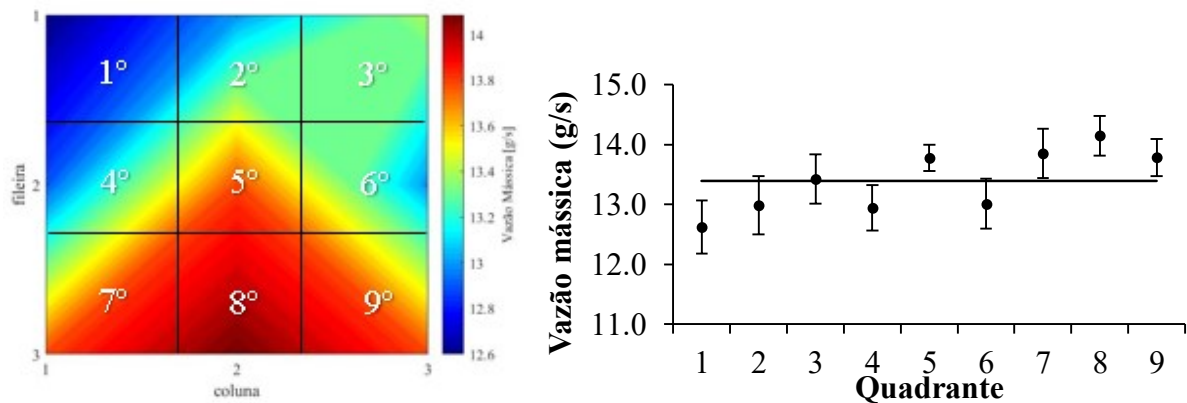
Figura 47 – Vazão mássica insuficiente no bocal (f1 – 9 Hz)



Fonte: Autor (2019)

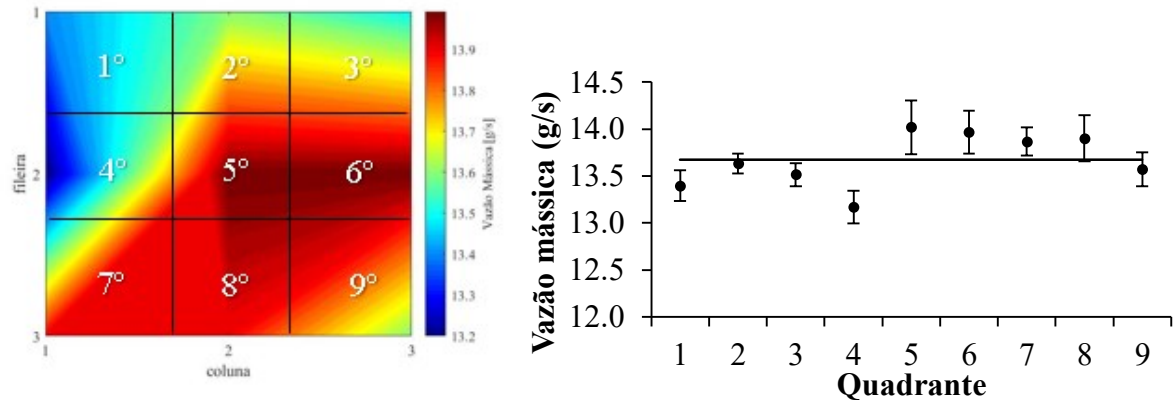
Na frequência de bombeamento de 11 Hz, ver Figura 48 e Figura 49, verificou-se experimentalmente que o fluido ficava na iminência de preencher todo o bocal, sendo, que qualquer alteração geométrica na instalação do bocal acarretava em um aumento da má distribuição nos quadrantes superiores (1, 2 e 3).

Figura 48 – Distribuição do fluido f2 – 11 Hz (Bocal 1)



Fonte: Autor (2019)

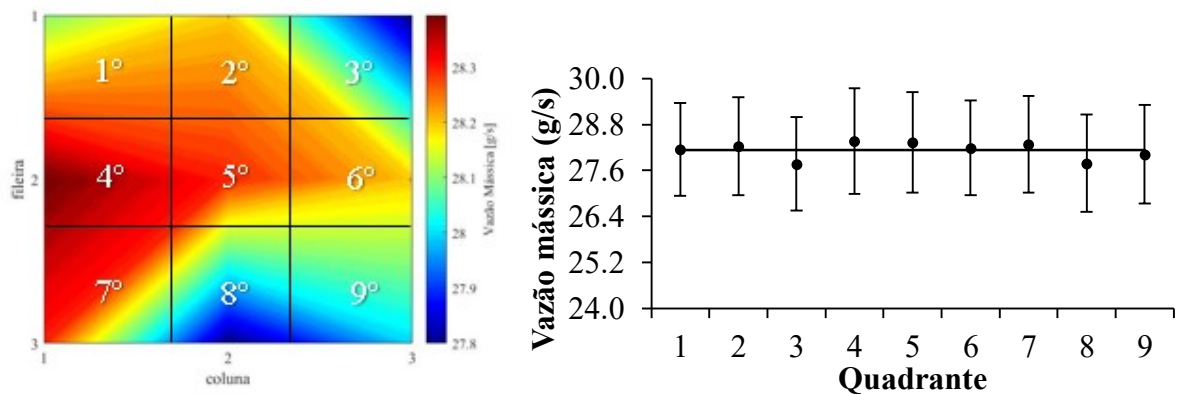
Figura 49 – Distribuição do fluido f2 – 11 Hz (Bocal 2)



Fonte: Autor (2019)

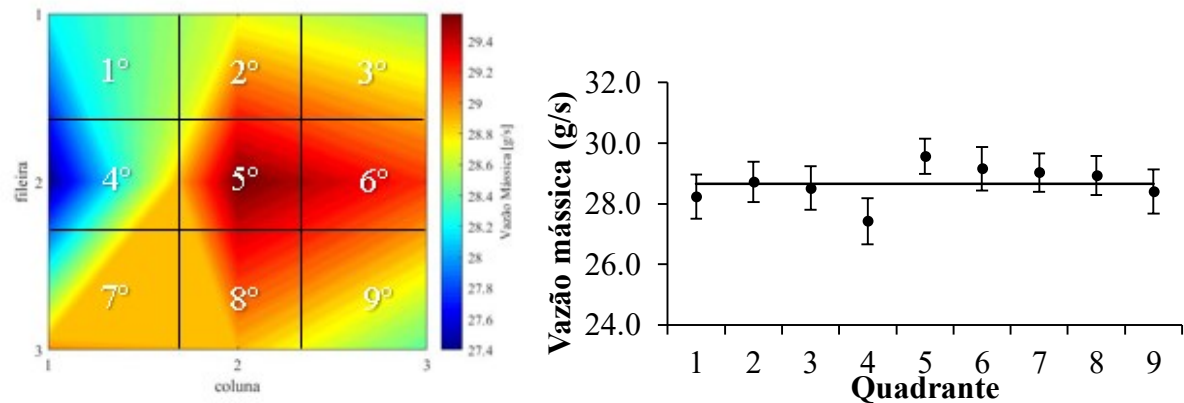
Para frequências de bombeamento mais elevadas, acima de 11 Hz, foi possível verificar que quase não se tem má distribuição, tendo uma melhor uniformidade do fluido dentro do bocal, ver os exemplos das Figura 50 e Figura 51.

Figura 50 – Distribuição do fluido f8 – 23 Hz (Bocal 1)



Fonte: Autor (2019)

Figura 51 – Distribuição do fluido f8 – 23 Hz (Bocal 2)



Fonte: Autor (2019)

O resultado para as demais frequências podem ser observados no Apêndice D.

Lance e Carlson (2017) propuseram uma metodologia de quantificar o nível de má distribuição para uma determinada geometria de bocal e condição de fluido através do coeficiente de variação (*Coefficient of Variation – CoV*), determinado pela Eq. (42).

$$CoV_{(\dot{m})} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N (\dot{m}_i - \bar{\dot{m}})^2 / N_q}}{\bar{\dot{m}}} \quad (42)$$

onde:

$i = n^{\circ}$ de quadrantes

\dot{m}_i = vazão mássica no quadrante

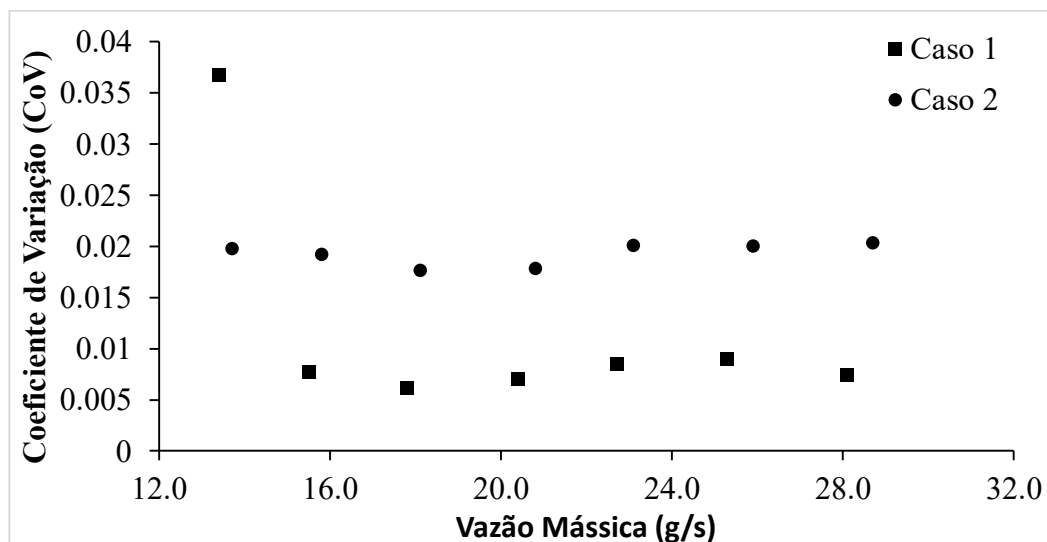
$\bar{\dot{m}}$ = vazão mássica média

N_q = número de quadrantes

Um CoV com valor nulo, representa que os canais não apresentam má distribuição. Valores mais altos de CoV, implicam em uma má distribuição crescente no fluido. No trabalho de Lance e Carlson (2017), o autor avaliou a má distribuição em bocais com área de seção transversal de saída quadrada e de sino, ambas com a mesma área de $(63,5 \times 114 \text{ mm}^2)$, e um diâmetro de entrada de 12,7 mm, resultando em uma razão de área igual à 57,15. Encontrou-se valores de CoV que variaram entre 0,373 à 0,550 em um bocal com configuração de sino, e uma faixa de valores de CoV de 0,537 à 0,786 para um bocal de configuração quadrada.

A Figura 52 apresenta o coeficiente de variação para as diferentes configurações de bocais em função da vazão mássica média medida.

Figura 52 – Coeficiente de variação para as diferentes configurações de bocais.



Fonte: Autor (2019)

Analisando a Figura 52, é possível concluir que a configuração do caso 2, que apresenta uma maior diferença da área de entrada e em relação a de saída, está mais suscetível a apresentar um maior nível de não-uniformidade do fluido. Para a frequência de 9 Hz (vazão de 7,8 g/s) foram desprezados os pontos na análise acima, pois devido a insuficiente vazão mássica de trabalho, os valores de CoV, para ambas as configurações de bocais, foram elevados, iguais à 2,41 para o Caso 1 e 2,14 para o Caso 2.

Para a frequência de 11 Hz, que equivale a uma vazão de 13,5 g/s, a configuração do bocal 1 apresentou um maior CoV em relação a configuração 2, contrariando as demais vazões. Este fenômeno ocorre, devido o teste estar no limite de ocorrer o preenchimento do bocal. Logo, no caso 2 o teste ficou no limite do preenchimento do bocal. Enquanto, no caso 1, ele se apresentou abaixo deste limite. Logo é possível perceber, que qualquer alteração geométrica ou de montagem podem afetar a má distribuição, quando os dois casos se apresentam na iminência de preencher o bocal.

Para obter uma outra abordagem de avaliação do fenômeno de má distribuição, foi proposto uma coeficiente de variação modificado ($CoV_{j,i}$). O objetivo é verificar se no teste existia alguma pré-disposição para algum quadrante. O coeficiente de variação modificado é definido pela Eq. (43) abaixo.

$$CoV_{j,i(\dot{m})} = \sum_{i=1}^N \sqrt{\frac{(\dot{m}_{j,i} - \dot{m}_i)^2}{\dot{m}_i^2}} / N_t \quad (43)$$

Onde:

j = quadrante de análise

i = testes de análise

N_t = número total de testes realizados

É possível observar na Figura 53, que na configuração do bocal 1, o quadrantes superiores e inferiores (1, 2, 3, 7, 8 e 9) apresentaram os maiores valores de CoV, por outro lado, os quadrantes intermediários (4, 5 e 6), foram os que apresentaram os menores valores, mostrando que realmente existia uma pré-disposição da má distribuição para os quadrantes superiores e inferiores.

Figura 53 – Coeficiente de Variação Modificado – Caso 1

0,1252	0,1251	0,1251
0,077	0,0565	0,058
0,1075	0,1163	0,1144

Fonte: Autor (2019)

Já para a configuração do bocal 2, ver Figura 54, novamente é possível observar que os quadrantes superiores (1, 2 e 3) apresentaram o maior desvio padrão, podendo caracterizar, uma maior má distribuição em relação aos demais quadrantes. Por outro lado, novamente os quadrantes intermediários (4, 5 e 6) apresentaram valores próximos a zero.

Figura 54 – Coeficiente de Variação Modificado – Caso 2

0,1252	0,1250	0,1250
0,0460	0,0464	0,0272
0,0938	0,1083	0,1101

Fonte: Autor (2019)

5.2.2 Resultados Experimentais – Lado do Ar

Os testes no bocal com ar foram realizados para avaliar dois pontos:

- A existência da má distribuição no bocal operando com ar;
- Mensurar a perda de carga experimental no bocal para verificar se o modelo teórico empregado anteriormente está adequado para o bocal de entrada.

Para a análise de má distribuição do ar, o procedimento experimental partiu-se de uma metodologia diferente em relação a análise da má distribuição da água. Nesta parte da pesquisa avaliou-se a má distribuição em termos da diferença de pressão entre entrada e saída do sistema para cada quadrante. Foi adotado este procedimento, devido a simplicidade em realizar este procedimento experimental. Enquanto que, na má distribuição da água era medida diretamente a vazão mássica em cada quadrante.

Lembrando que o número de Reynolds apresentado na Tabela 20 e Tabela 21 é um número calculado imaginando que a vazão mássica total (ver Tabela 10) fosse distribuída uniformemente no interior dos canais do trocador de calor analisado no presente trabalho (composto por 84 canais para cada ramal). Para mais detalhes ver seção 4.3.2.

Foram coletados alguns parâmetros para mensurar a distribuição do ar em relação ao quadrantes, ver Tabela 20. A primeira coluna representa o valor de Re estimado no interior do canal, enquanto que nas colunas seguintes é a diferença de pressão entre a entrada do bocal e a saída do duto do quadrante.

Tabela 20 – Parâmetros coletados durante a má distribuição do ar – Teste 1

Teste	Vazão mássica total	Re estimado e Re medido	Quadrantes									Média
			1 [kPa]	2 [kPa]	3 [kPa]	4 [kPa]	5 [kPa]	6 [kPa]	7 [kPa]	8 [kPa]	9 [kPa]	
Ar 1-1	0,0041	1600 / 1793,3	0,001	0,006	0,010	0,013	0,016	0,019	0,022	0,025	0,012	0,014
Ar 1-2	0,0051	2000 / 2239,9	0,137	0,136	0,116	0,124	0,117	0,132	0,136	0,138	0,130	0,130
Ar 1-3	0,0058	2400 / 2515,8	0,128	0,135	0,151	0,152	0,142	0,143	0,158	0,166	0,151	0,147
Ar 1-4	0,0065	2800 / 2855,7	0,118	0,111	0,115	0,115	0,093	0,098	0,117	0,111	0,112	0,110
Ar 1-5	0,0083	3200 / 3638,2	0,247	0,230	0,237	0,224	0,200	0,225	0,232	0,232	0,228	0,228
Ar 1-6	0,0089	3600 / 3896,1	0,288	0,275	0,290	0,274	0,242	0,274	0,288	0,269	0,276	0,275
Ar 1-7	0,0105	4000 / 4558,8	0,420	0,397	0,410	0,393	0,384	0,407	0,406	0,407	0,403	0,403
Ar 1-8	0,0127	5000 / 5529,9	0,622	0,579	0,619	0,573	0,531	0,624	0,625	0,634	0,605	0,601
Ar 1-9	0,0142	6000 / 6199,9	0,781	0,788	0,779	0,741	0,713	0,786	0,774	0,783	0,773	0,769
Ar 1-10	0,0172	7000 / 7521,3	1,165	1,173	1,152	1,105	1,078	1,168	1,144	1,162	1,150	1,144
Ar 1-11	0,0189	8000 / 8245,3	1,387	1,413	1,382	1,318	1,285	1,381	1,349	1,397	1,371	1,365
Ar 1-12	0,0220	9000 / 9599,1	1,896	1,916	1,877	1,794	1,769	1,907	1,858	1,931	1,878	1,869
Ar 1-13	0,0238	10000 / 10375,3	2,061	2,172	2,020	1,950	1,884	2,036	1,957	2,041	2,031	2,017
Ar 1-14	0,0268	11000 / 11676,2	2,193	2,999	3,020	2,834	2,802	2,997	2,917	2,985	2,832	2,842
Ar 1-15	0,0294	12000 / 12835,3	3,419	3,458	3,421	3,281	3,227	3,549	3,428	3,555	3,425	3,418
Ar 1-16	0,0321	13000 / 14014,6	4,121	4,132	4,144	3,930	3,880	4,248	4,034	4,193	4,104	4,087
Ar 1-17	0,0342	14000 / 14930,4	4,759	4,735	4,771	4,458	4,402	4,793	4,604	4,745	4,677	4,661
Ar 1-18	0,0363	15000 / 15843,1	5,404	5,394	5,377	5,034	4,907	5,384	5,212	5,384	5,272	5,263

Fonte: Autor (2019)

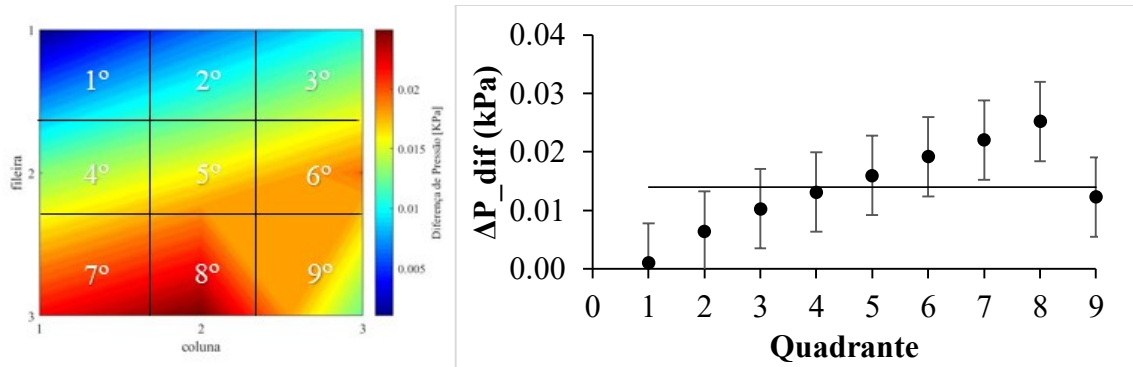
Tabela 21 – Parâmetros coletados durante a má distribuição do ar – Teste 2

Teste	Vazão mássica total	Re estimado e Re medido	Quadrantes									Média
			1 [kPa]	2 [kPa]	3 [kPa]	4 [kPa]	5 [kPa]	6 [kPa]	7 [kPa]	8 [kPa]	9 [kPa]	
Ar 2-1	0,0036	1600 / 1588,0	0,062	0,060	0,060	0,059	0,060	0,055	0,053	0,057	0,055	0,058
Ar 2-2	0,0049	2000 / 2143,2	0,102	0,108	0,107	0,107	0,106	0,099	0,105	0,109	0,103	0,105
Ar 2-3	0,0057	2400 / 2487,5	0,146	0,149	0,144	0,142	0,142	0,128	0,138	0,144	0,133	0,141
Ar 2-4	0,0065	2800 / 2843,3	0,197	0,197	0,185	0,189	0,185	0,167	0,180	0,186	0,173	0,184
Ar 2-5	0,0077	3200 / 3377,2	0,253	0,273	0,266	0,272	0,268	0,244	0,264	0,275	0,255	0,263
Ar 2-6	0,0089	3600 / 3870,8	0,346	0,361	0,349	0,361	0,346	0,320	0,355	0,356	0,339	0,348
Ar 2-7	0,0086	4000 / 4154,6	0,343	0,343	0,326	0,335	0,318	0,297	0,322	0,330	0,401	0,335
Ar 2-8	0,0121	5000 / 5259,6	0,650	0,647	0,639	0,639	0,611	0,587	0,643	0,643	0,633	0,632
Ar 2-9	0,0142	6000 / 6197,6	0,889	0,882	0,890	0,860	0,836	0,813	0,874	0,869	0,864	0,864
Ar 2-10	0,0168	7000 / 7317,3	1,242	1,206	1,218	1,200	1,148	1,126	1,203	1,190	1,202	1,193
Ar 2-11	0,0197	8000 / 8592,6	1,691	1,636	1,660	1,620	1,559	1,530	1,644	1,598	1,640	1,620
Ar 2-12	0,0229	9000 / 9983,2	2,157	2,082	2,358	2,152	2,007	1,872	2,231	2,242	2,423	2,169
Ar 2-13	0,0209	10000 / 9116,9	1,315	1,261	1,281	1,245	1,191	1,224	1,559	1,668	1,730	1,386
Ar 2-14	0,0272	11000 / 11863,1	3,129	3,081	3,146	3,025	2,934	2,878	3,117	2,998	3,035	3,038
Ar 2-15	0,0288	12000 / 12550,2	3,527	3,434	3,465	3,403	3,263	3,211	3,492	3,393	3,499	3,410
Ar 2-16	0,0313	13000 / 13633,4	4,181	4,013	4,106	4,060	3,832	3,760	4,092	3,933	4,049	4,003
Ar 2-17	0,0337	14000 / 14675,9	4,779	4,665	4,757	4,669	4,442	4,325	4,708	4,510	4,658	4,612
Ar 2-18	0,0366	15000 / 15944,4	5,585	5,428	5,414	5,486	5,173	5,094	5,531	5,277	5,488	5,386

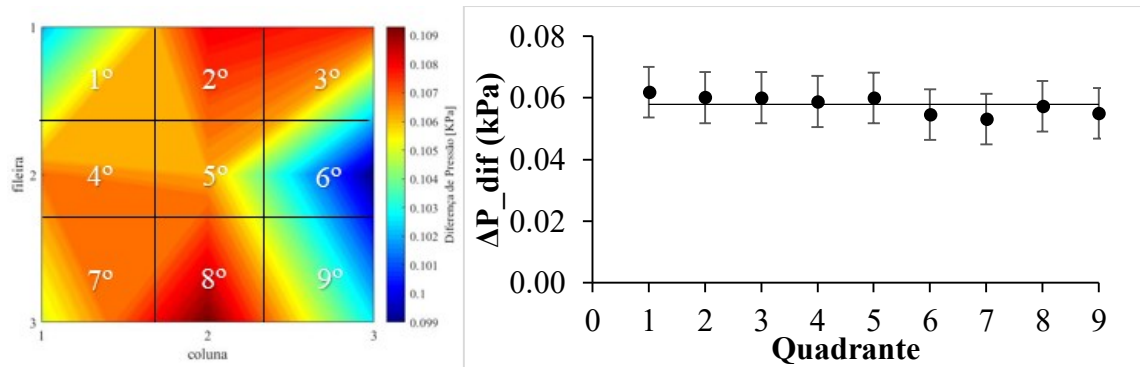
Fonte: Autor (2019)

Após coletados os parâmetros, é utilizado o software Matlab para verificar a uniformidade do fluido através de uma análise gráfica e um gráfico de dispersão de pontos.

As Figura 55 e Figura 56 apresentam a queda de pressão em cada quadrante para os dois testes realizados na menor vazão.

Figura 55 – Distribuição do fluido $Re - 1793,3$ (Teste 1)

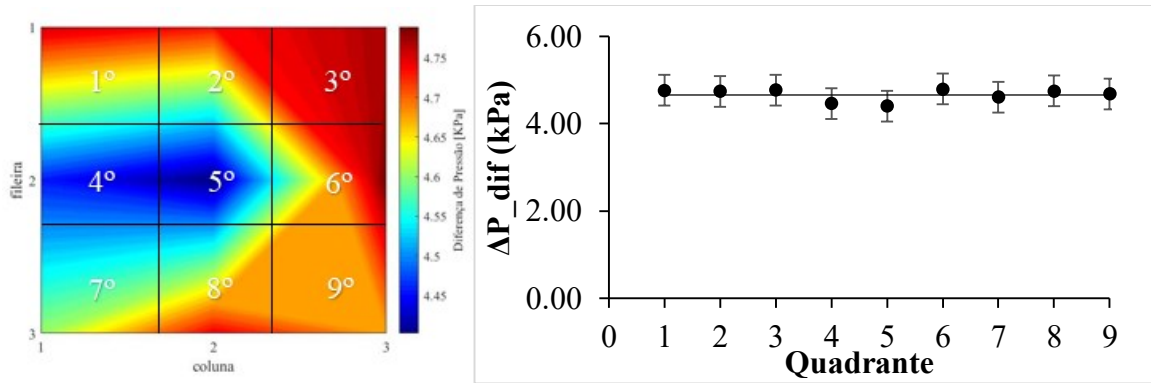
Fonte: Autor (2019)

Figura 56 – Distribuição do fluido $Re - 1588$ (Teste 2)

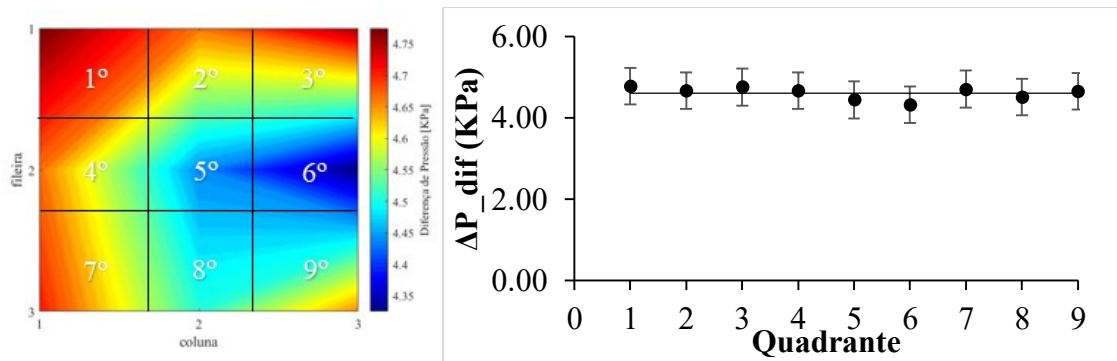
Fonte: Autor (2019)

Podemos notar que devido à baixa vazão, os resultados do teste 1 e teste 2 divergiram bastante. Este fenômeno pode ser ocasionado devido à dificuldade em manter vazões muito baixas do ar comprimido, além da limitação do Coriolis medir vazões muito baixas, como mencionado anteriormente.

As Figura 57 e Figura 58 apresentam o resultado da queda de pressão para a elevada vazão testada, que equivale a um número de Reynolds de aproximadamente 14000.

Figura 57 – Distribuição do fluido $Re = 14930,4$ (Teste 1)

Fonte: Autor (2019)

Figura 58 – Distribuição do fluido $Re = 14675,9$ (Teste 2)

Fonte: Autor (2019)

Observando a Figura 57 e Figura 58, é possível concluir que para vazões mais elevadas o fluido tende a se uniformizar nos nove quadrantes de análise. Não apresentando pré-disposição de má distribuição em algum quadrante específico. Os demais resultados são apresentados no Apêndice E.

A fim de avaliar a má distribuição em todas as regiões de escoamento, novamente é utilizado a metodologia utilizada por Lance e Carlson (2017) – Eq (42). Entretanto, desta vez em termos da diferença de pressão. Baseado no coeficiente de variação (CoV) será possível avaliar em qual nível de vazão (região do escoamento) o bocal em estudo irá ter pré-disposição a não uniformidade do fluido.

$$CoV_{(\Delta P)} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N (\Delta P_i - \overline{\Delta P})^2 / N_q}}{\overline{\Delta P}} \quad (44)$$

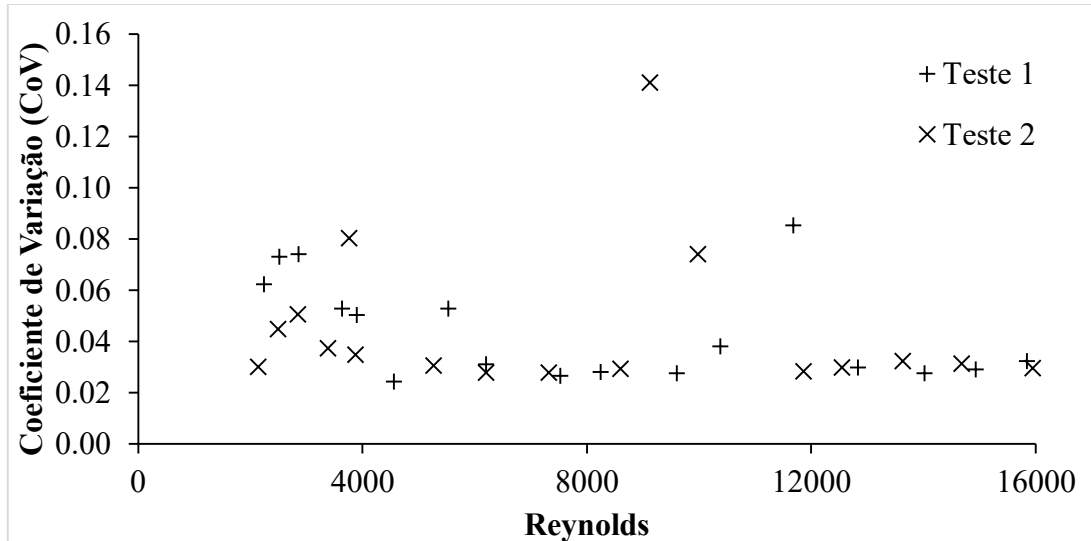
onde:

ΔP_i = diferença de pressão no quadrante

ΔP = diferença de pressão média

N_q = número de quadrantes

Figura 59 – Coeficiente de variação em função de Re para o ar



Fonte: Autor (2019)

Observando a Figura 59, podemos notar que as regiões laminar e de transição apresentam os maiores valores de CoV em relação ao regime turbulento, que tendeu a ser uniforme para valores de Re acima de 6000. Logo, podemos concluir que para o regime laminar até o regime de transição, o bocal está mais suscetível a sofrer má distribuição.

Este fenômeno pode ser ocasionado, devido à presença de um “tê” instalado logo na entrada do bocal, ver Figura 60, que pode gerar zonas de vórtices, induzindo a má distribuição.

Figura 60 – Cotovelo na entrada – má distribuição do ar



Fonte: Autor (2019)

Também pode-se notar, que com a presença evidente da má distribuição no regime laminar, pode-se justificar a elevada divergência de resultados presente no modelo teórico proposto (seção 5.1.2) anteriormente, uma vez que, a hipótese adotada no modelo é que o fluido é distribuído uniformemente nos canais internos.

Para verificar o fenômeno da má distribuição, desta vez, voltada para o quadrante, é utilizado novamente o coeficiente de variação modificado ($CoV_{j,i}$), em termos da diferença de pressão. Sendo, medido o desvio padrão de cada quadrante em relação a diferença de pressão para os testes realizados. O coeficiente de variação modificado em termos da diferença de pressão é definido pela Eq. (45).

$$CoV_{j,i(\Delta P)} = \sum_{i=1}^N \sqrt{\frac{(\Delta P_{j,i} - \overline{\Delta P_i})^2}{\overline{\Delta P_i}^2}} / N_t \quad (45)$$

Como mencionado anteriormente (seção 4.3.2), foram realizados dois conjuntos de testes. Logo foram determinados uma análise de coeficiente de variação modificado para o teste 1 e 2. Na Figura 61 é ilustrado o CoV modificado para o teste 1 (esquerda) e o teste 2 (direita). Podemos notar no teste 1, que o primeiro e segundo quadrante apresentaram maiores desvios, quando comparado aos demais, logo, conclui-se que estas seções estão mais pré-dispostas a apresentar má distribuição. Já no segundo teste, os quadrantes 6 e 9 apresentaram a maior pré-disposição a má distribuição. Como pode-se perceber, com exceção do quadrante 1 e 2, os

demais quadrantes tiveram níveis de má distribuição semelhantes, comparando um teste com o outro.

Figura 61 – *CoV* Modificado do ar para o Teste 1 e Teste 2

0,0541	0,0311	0,0082	0,0089	0,0084	0,0078
0,0068	0,0115	0,0186	0,0065	0,0109	0,0176
0,0095	0,0123	0,0198	0,0090	0,0117	0,0188

Fonte: Autor (2019)

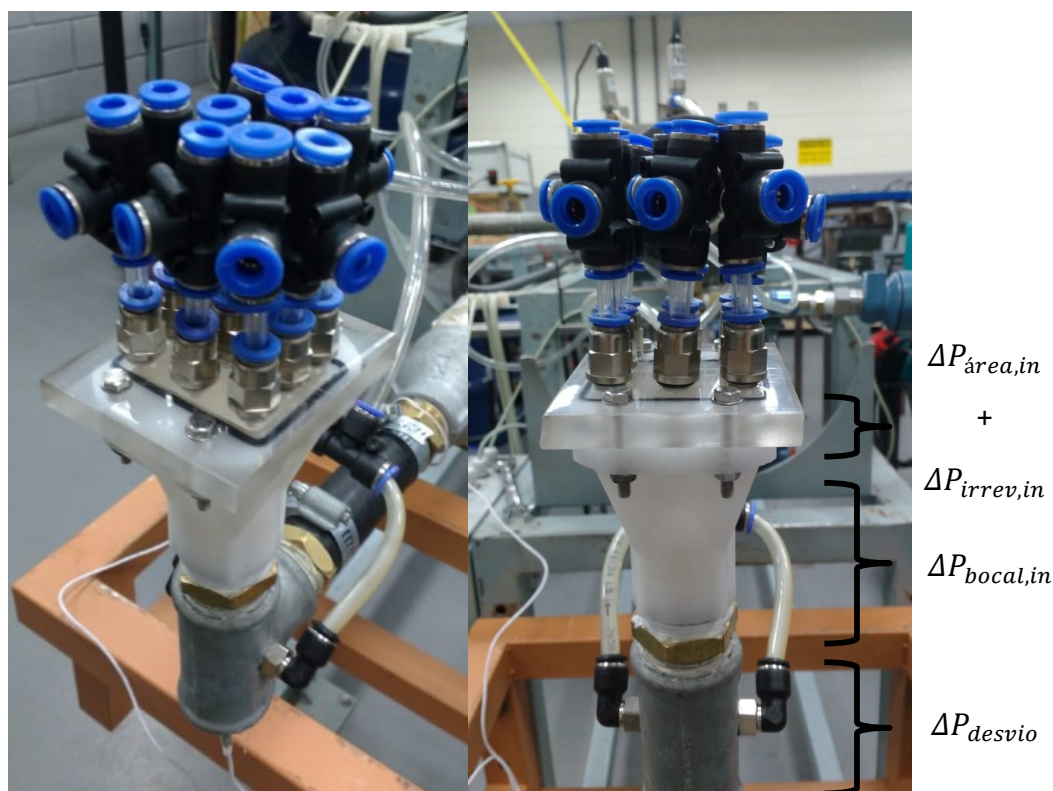
5.2.2 Validação modelo teórico do bocal

Para a implementação do modelo teórico do bocal proposto é utilizado o *software* EES para realizar a solução das equações demonstradas na seção 3.2.2 e 3.2.3.

Tendo em vista que o modelo teórico proposto por Idel'Chik e Ginevskii (2007), é um modelo antigo desenvolvido em 1960, e devido à falta de literatura relacionada a perda de carga em bocais, buscou-se verificar se o modelo proposto pelos autores é válido para bocais de configuração piramidal.

Na Figura 62, é possível observar as parcelas de perda de carga associadas ao modelo desenvolvido.

Figura 62 – Parcelas de perda de carga modelo teórico bocal



Fonte: Autor (2019)

O modelo teórico proposto para a validação do bocal, consiste nas parcelas de perda de carga devido ao desvio (ΔP_{desvio} – Eq. (34)), a perda associada ao bocal de entrada ($\Delta P_{bocal,in}$ – Eq. (26)), à variação de área na entrada ($\Delta P_{área,in}$ – Eq. (19)) e devido a irreversibilidade na entrada ($\Delta P_{irrev,in}$ – Eq. (20)).

Os parâmetros de entrada para o cálculo das parcelas de perda de carga descritas acima, são mostrados na Tabela 22.

Tabela 22 – Parâmetros modelo teórico de perda de carga no bocal

A_o	A_{fr}	σ	$K_{c,lam}$	$K_{c,turb}$	n	N	d_c
0,0001131 m ²	0,001848 m ²	0,0612	0,75	0,29	3	3	8,9 mm

Fonte: Autor (2019)

Sendo A_o à área de escoamento livre da placa de acrílico, A_{fr} à área frontal do escoamento na placa, σ a porosidade da placa, K_c coeficiente de perda de pressão na entrada em regime laminar e turbulento, n representa o número de canais, N representa o número de camadas e d_c representa o diâmetro do canal na placa de acrílico.

As características geométricas do bocal foram as mesmas adotadas na Seção 3.2.2.

Somando todas as parcelas devido à queda de pressão, chegamos a expressão final do modelo teórico proposto para a perda de carga no bocal, sendo expresso pela equação (46).

$$\Delta P_{bocal,sist} = \Delta P_{desvio} + \Delta P_{bocal,in} + \Delta P_{\acute{a}rea,in} + \Delta P_{irrev,in} \quad (46)$$

A fim de verificar se o modelo teórico, apresenta resultados satisfatórios em relação ao dados experimentais coletados. É utilizado novamente a metodologia do erro percentual Eq. (40) e a média do erro percentual Eq. (41), proposto por Hein (2019).

As Tabela 23 e Tabela 24 a seguir apresentam os resultados para os Testes 1 e 2. Devido à dificuldade em se trabalhar com a menor vazão, o primeiro nível testado foi desconsiderado do cálculo do erro médio.

Tabela 23 – Erro percentual no modelo teórico proposto no bocal Eq. (46) no Teste 1

<i>Teste</i>	<i>Vazão mássica</i>	<i>Re estima do</i>	<i>Re medido</i>	$\Delta P_{teórico,K}$ [kPa]	$\Delta P_{experimental}$ [kPa]	<i>erro%</i> [%]	<i>(erro%)</i> [%]
Ar1-1	0,0041	1600	1793	0,0943	0,014	85,16	
Ar1-2	0,0051	2000	2240	0,1455	0,1296	10,9	
Ar1-3	0,0058	2400	2516	0,1678	0,1474	12,18	
Ar1-4	0,0065	2800	2856	0,2109	0,1101	47,79	
Ar1-5	0,0083	3200	3638	0,3434	0,2284	33,49	
Ar1-6	0,0089	3600	3896	0,3945	0,275	30,28	
Ar1-7	0,0105	4000	4559	0,5488	0,4031	26,55	
Ar1-8	0,0127	5000	5530	0,8	0,6014	24,83	
Ar1-9	0,0142	6000	6200	0,9952	0,7687	22,76	
Ar1-10	0,0172	7000	7521	1,451	1,144	21,15	23,22
Ar1-11	0,0189	8000	8245	1,746	1,365	21,81	
Ar1-12	0,0220	9000	9599	2,369	1,87	21,09	
Ar1-13	0,0238	10000	10375	2,786	2,017	27,6	
Ar1-14	0,0268	11000	11676	3,524	2,842	19,36	
Ar1-15	0,0294	12000	12835	4,24	3,418	19,39	
Ar1-16	0,0321	13000	14015	5,048	4,087	19,03	
Ar1-17	0,0342	14000	14930	5,721	4,661	18,53	
Ar1-18	0,0363	15000	15843	6,431	5,264	18,16	

Fonte: Autor (2019)

Tabela 24 – Erro percentual no modelo teórico proposto no bocal Eq. (46) no Teste 2

<i>Teste</i>	<i>Vazão mássica</i>	<i>Re estimado</i>	<i>Re medido</i>	$\Delta P_{teórico}$ [kPa]	$\Delta P_{experimental}$ [kPa]	<i>erro</i> _% [%]	<i>(erro</i> _% <i>)</i> [%]
Ar2-1	0,0036	1600	1588	0,0727	0,0578	20,48	
Ar2-2	0,0049	2000	2143	0,1347	0,1052	21,89	
Ar2-3	0,0057	2400	2487	0,1628	0,1406	13,63	
Ar2-4	0,0065	2800	2843	0,2116	0,1844	12,84	
Ar2-5	0,0077	3200	3377	0,2971	0,2634	11,35	
Ar2-6	0,0089	3600	3871	0,3970	0,3481	12,31	
Ar2-7	0,0086	4000	3758	0,3714	0,3351	9,768	
Ar2-8	0,0121	5000	5260	0,7337	0,6324	13,8	
Ar2-9	0,0142	6000	6198	1,0100	0,8641	14,43	
Ar2-10	0,0168	7000	7317	1,4140	1,193	15,62	15,37
Ar2-11	0,0197	8000	8593	1,9370	1,62	16,37	
Ar2-12	0,0229	9000	9983	2,6070	2,169	16,8	
Ar2-13	0,0209	10000	10742	2,9420	2,3010	21,78	
Ar2-14	0,0272	11000	11863	3,6520	3,038	16,8	
Ar2-15	0,0288	12000	12550	4,0740	3,41	16,3	
Ar2-16	0,0313	13000	13633	4,7760	4,003	16,19	
Ar2-17	0,0337	14000	14676	5,4800	4,612	15,84	
Ar2-18	0,0366	15000	15944	6,3850	5,386	15,64	

Fonte: Autor (2019)

Pode-se notar através das tabelas anteriores, que o erro para a maioria dos testes ficou na faixa de 15% a 20%, evidenciando a boa aproximação com os valores obtidos experimentalmente.

Na Tabela 25 abaixo, é possível observar o erro percentual de todos os testes realizados (com exceção do teste com menor vazão Ar1-1 e Ar2-1), e por fim determinar o erro percentual final do modelo teórico proposto para a perda de carga no bocal.

Tabela 25 – Erro percentual do modelo teórico do bocal

Testes	Modelo teórico do bocal Eq. (42)
Teste 1	23,22
Teste 2	15,37
Média do erro percentual do modelo	19,29

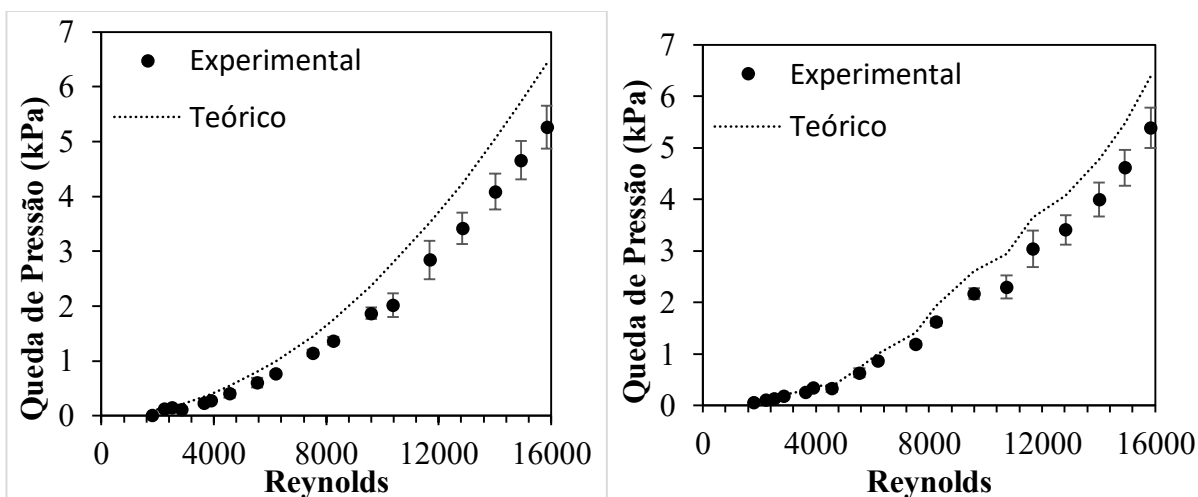
Fonte: Autor (2019)

Logo o erro percentual do modelo final, considerando todos os testes realizados foi de 19,29%, portanto, o modelo teórico utilizado conseguiu representar bem o resultado

experimental, e foi possível verificar que o modelo proposto por Idel'Chik e Ginevskii (2007), mesmo que antigo, consegue mensurar a queda de pressão no bocal piramidal.

Na Figura 63, é possível observar a queda de pressão em relação ao número de Reynolds estimado no interior do canal do trocador (Teste 1 – esquerda e Teste 2 – direita).

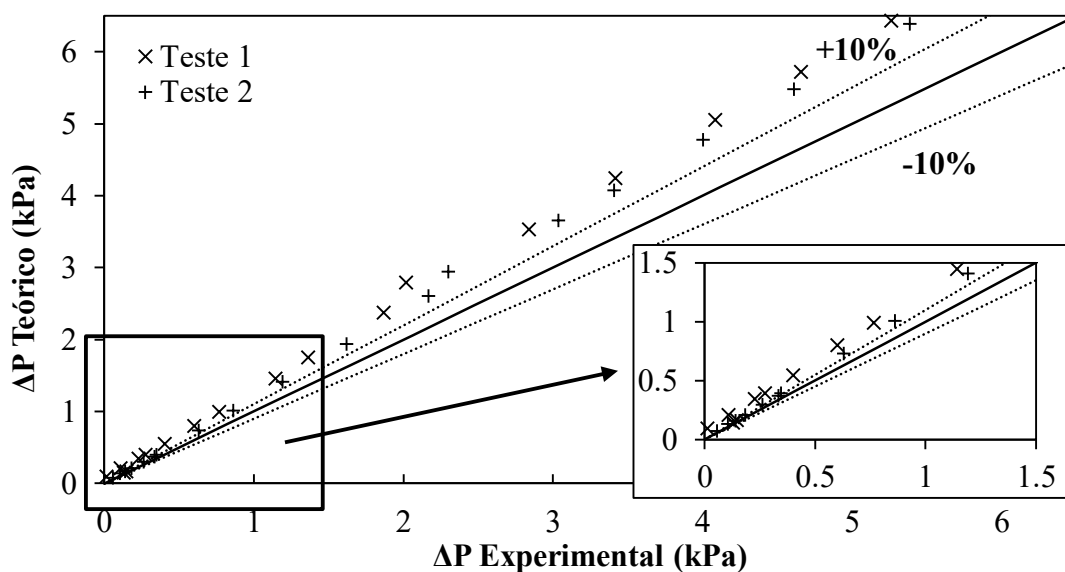
Figura 63 – Perda de carga do bocal em função de Re para o Teste 1 e Teste 2.



Fonte: Autor (2019)

Nota-se que o modelo teórico conseguiu acompanhar bem os dados experimentais, evidenciando que o modelo empregado está adequado para o caso estudado. Na Figura 64, é possível observar o gráfico da queda de pressão experimental em relação a queda de pressão teórica do modelo final, levando em consideração os 36 pontos coletados dentro dos 2 testes realizados.

Figura 64 – Comparação entre resultado experimental e modelo teórico bocal

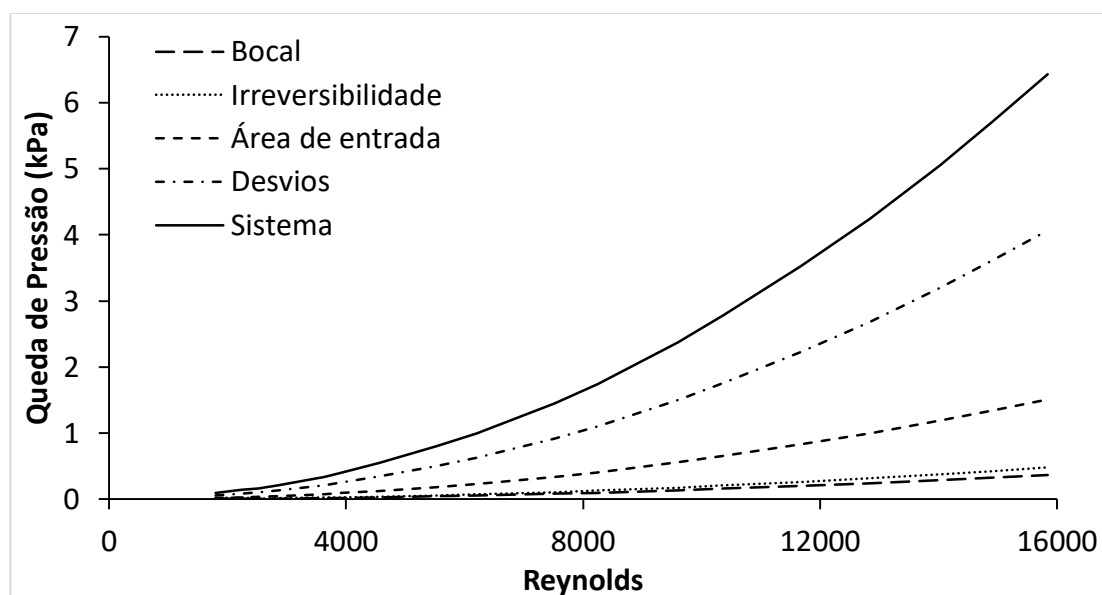


Fonte: Autor (2019)

Como pode ser visto na Figura 64, o modelo teórico está sobrestimando o resultado, apresentando resultados cerca de 10% maiores de que os previstos experimentalmente. Entretanto, como se trata de uma análise de um parâmetro difícil de mensurar e de prever, podemos considerar que o modelo estudado está adequado e pode ser utilizado para os cálculos de perda de carga. E concluir que o modelo proposto por Idel'Chik e Ginevskii (2007) está adequado para prever a queda de pressão em bocais.

É possível observar na Figura 65, o quanto cada componente impacta na perda de carga total do bocal. É interessante notar a elevada perda de carga associada ao desvio, em relação as demais parcelas. Já a parcela do bocal de entrada, apresentou uma queda de pressão pequena em relação as outras parcelas. Como discutido anteriormente, na seção 5.1.2, isto se deve, a pequena razão da área de entrada e saída do bocal, não resultando em elevados valores de resistência à expansão ou à contração, impactando diretamente na perda de carga.

Figura 65 – Parcelas de Perda de Carga de componentes em função de Re (Modelo analítico bocal – Eq. (46))



Fonte: Autor (2019)

6. CONCLUSÃO

O presente trabalho apresenta uma discussão sobre o uso da manufatura aditiva para a fabricação de trocadores de calor compactos e faz uma análise da perda de carga e má distribuição do fluido em trocadores de calor compactos.

Dois protótipos foram fabricados com polímero, um pela técnica de FDM (modelagem por fusão e difusão) e outro por SLS (sinterização seletiva a laser). O núcleo produzido por FDM apresentou vazamentos excessivos, inviabilizando a sua aplicação. O núcleo produzido por SLS, por outro lado, não apresentou vazamentos e teve um melhor acabamento superficial, evidenciando a viabilidade do emprego desta técnica na fabricação de trocadores de calor compactos.

O núcleo, produzido em poliamida, tinha 64 mm de largura, 64 mm de comprimento e 72,5 mm de altura, com canais 84 canais retos, para cada lado de escoamento, de seção transversal circular de 2 mm de diâmetro.

Três bancadas foram desenvolvidas: uma para testar a perda de carga no trocador de calor, uma para avaliar a má distribuição no bocal operando com água e a última para avaliar a perda de carga e má distribuição do bocal tendo ar comprimido como fluido de trabalho. No total 76 testes experimentais foram realizados para avaliar a queda de pressão no sistema.

Um modelo matemático para o cálculo de perda de carga do trocador foi desenvolvido, baseado em correlações existentes na literatura. Para o regime laminar foi utilizada a correlação de Shah-Bender, Equação (15). No regime de transição e turbulento foi empregada a correlação de Colebrook, Equação (17), que leva em consideração a rugosidade do canal. Os resultados obtidos no modelo e os resultados experimentais apresentaram boa concordância, com um erro percentual médio de aproximadamente 16%. Logo, o modelo desenvolvido pode ser empregado para análises de perda de carga em projetos de trocadores de calor compactos de canais retos com seção circular fabricados por SLS.

Nos testes experimentais da má distribuição no bocal com escoamento de água, foram testados 8 níveis de vazão, controlados por meio de um inversor de frequência (9 a 23 Hz) em duas configurações de bocais. Os testes mostraram que existe uma vazão mássica mínima de trabalho, para que se tenha o preenchimento completo do bocal e existe uma região de iminência para preencher o bocal, em que qualquer alteração geométrica ou de montagem podem afetar a má distribuição. Verificou-se que o aumento da vazão mássica tende a diminuir a má distribuição, tornando o escoamento mais uniforme, e que bocais que tenham uma menor razão entre a área de entrada e saída possuam uma menor má distribuição. Os testes também

mostraram que certas regiões dos bocais tem pré-disposição a má distribuição, tal análise foi possível com base no coeficiente de variação modificado proposto no presente trabalho.

A análise da má distribuição no ar foi realizado medindo a queda de pressão no bocal. Nos testes experimentais, foram definidos 18 níveis de vazão, e repetidas as medições por duas vezes, tendo um total de 36 pontos experimentais. Baseado na análise do Coeficiente de Variação (CoV), Equação (42), percebeu-se que em baixas vazões tem-se uma pré-disposição maior a apresentar má distribuição, conforme a vazão aumenta essa tendência diminui. Empregando o coeficiente de variação modificado, Equação (43), verificou-se novamente que certas regiões do bocal tem uma tendência maior de má distribuição.

Por fim, foi elaborado um modelo matemático para o cálculo de perda de carga no bocal, baseado nas correlações de Idel'Chik e Ginevskii (2007), Equação (26). Por se tratar de um modelo matemático antigo, desenvolvido em 1960, e devido à falta de literatura relacionada a perda de carga em bocais, buscou-se verificar se o modelo proposto pelos autores é válido para bocais de configuração piramidal. A bancada experimental foi a mesma utilizada nos testes da má distribuição do ar.

Os resultados obtidos no modelo teórico desenvolvido, Equação (46), e os resultados experimentais apresentaram uma boa concordância, com um erro percentual médio de aproximadamente 19%.

Portanto, o modelo teórico, desenvolvido no presente trabalho, para calcular a perda de carga em trocadores de calor compactos e em bocais piramidais apresentaram uma boa concordância com os dados experimentais, para as faixas e fluidos testados. Além disso, constatou-se que a má distribuição do fluido no trocador é fortemente influenciada pela razão entre área de entrada e saída do bocal, e pela vazão do fluido.

Como sugestão para trabalhos futuros, está o estudo da viabilidade de outras técnicas de manufatura aditiva não abordadas no presente trabalho, como por exemplo a técnica de fusão seletiva a laser (SLM). Outra sugestão interessante para trabalhos futuros, consiste na análise de correlações de fator de atrito hidrodinamicamente em desenvolvimento que seja calculado em função da rugosidade interna do canal, visto que, no presente estudo a rugosidade impacta no fenômeno de perda de carga. Aprofundar o estudo da perda de carga em trocadores de calor compactos no regime completamente turbulento, para $Re > 15000$, é uma área que pode ser melhor examinada. E por fim, é interessante a realização de uma simulação numérica para avaliar a perda de carga no trocador de calor e compará-la com os resultados do modelo teórico proposto neste trabalho e os resultados experimentais.

REFERÊNCIAS

- AMIN, M. R.; LINDSTROM, J. D. **Evaluation of compact heat exchanger technologies for hybrid fuel cell and gas turbine system recuperators**. [s.l.: s.n.]. v. 51
- ARIE, Martinus A. Experimental characterization of heat transfer in an additively manufactured polymer heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 113, p. 575–584, 2017.
- BAEK, Seungwhan; LEE, Cheonkyu; JEONG, Sangkwon. Effect of flow maldistribution and axial conduction on compact microchannel heat exchanger. **Cryogenics**, [s. l.], v. 60, p. 49–61, 2014.
- BREEZE, Paul. Fuel Cells. In: **Power Generation Technologies**. [s.l.] : Elsevier, 2019. p. 145–171.
- CAMARGO, Roderlei; ABACKERLI, Alvaro José. Importância da Tolerância: Uma Contribuição da Engenharia Dimensional no Processo de Desenvolvimento do Produto. **Revista Ciência e Tecnologia**; v. 11 n. 19 (2008), [s. l.], 2010. Disponível em: <<http://www.revista.unisal.br/sj/index.php/123/article/view/104>>
- ÇENGEL, Yunus A. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. São Paulo: McGraw-Hill, 2007.
- ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Heat and mass transfer: fundamentals & applications**. 4th ed ed. New York: McGraw-Hill, 2011.
- CEVALLOS, Juan Gabriel. Polymer Heat Exchangers—History, Opportunities, and Challenges. **Heat Transfer Engineering**, [s. l.], v. 33, n. 13, p. 1075–1093, 2012.
- CHIOU, J. P. Thermal Performance Deterioration in Crossflow Heat Exchanger due to the Flow Nonuniformity. **Journal of Heat Transfer**, [s. l.], v. 100, n. 4, p. 580, 1978.
- COLEBROOK, C. F. TURBULENT FLOW IN PIPES, WITH PARTICULAR REFERENCE TO THE TRANSITION REGION BETWEEN THE SMOOTH AND ROUGH PIPE LAWS. **Journal of the Institution of Civil Engineers**, [s. l.], v. 11, n. 4, p. 133–156, 1939.
- Compact and micro-heat exchangers. In: **Process Intensification**. [s.l.] : Elsevier, 2008. p. 77–101.
- CRYOGENIC ENGINEERING CONFERENCE; TIMMERHAUS, K. D.; UNIVERSITY OF COLORADO BOULDER. **Advances in cryogenic engineering. Proceedings of the 1966 Cryogenic Engineering Conference: University of Colorado, Engineering Research Center and Cryogenics Division, NBS Institute for Materials Research, Boulder, Colorado, June 13-15, 1966 Volume 12**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4757-0489-1>>. Acesso em: 20 maio. 2019.
- DANTAN, J. Y.; ANWER, N.; MATHIEU, L. Integrated Tolerancing Process for conceptual design. **CIRP Annals**, [s. l.], v. 52, n. 1, p. 135–138, 2003.

DENG, Y. Design, simulation, and testing of a novel micro-channel heat exchanger for natural gas cooling in automotive applications. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 110, p. 327–334, 2017.

DUDFIELD, C. D.; CHEN, R.; ADCOCK, P. L. A compact CO selective oxidation reactor for solid polymer fuel cell powered vehicle application. **Journal of Power Sources**, [s. l.], v. 86, n. 1–2, p. 214–222, 2000.

F42 COMMITTEE. **Terminology for Additive Manufacturing - General Principles - Terminology**. [s.l.] : ASTM International,[s.d.]. Disponível em: <<http://www.astm.org/cgi-bin/resolver.cgi?ISOASTM52900-15>>. Acesso em: 30 abr. 2019.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip. **Introdução à mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2006.

GIBSON, Ian; ROSEN, David W.; STUCKER, Brent. **Additive Manufacturing Technologies**. Boston, MA: Springer US, 2010. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/978-1-4419-1120-9>>. Acesso em: 16 ago. 2018.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992.

GNIELINSKI, V. On heat transfer in tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 63, p. 134–140, 2013.

GSCHWIND, P.; REGELE, A.; KOTTKE, V. Sinusoidal wavy channels with Taylor-Goertler vortices. **Experimental Thermal and Fluid Science**, [s. l.], v. 11, n. 3, p. 270–275, 1995.

GUO, Xiaofeng; FAN, Yilin; LUO, Lingai. Multi-channel heat exchanger-reactor using arborescent distributors: A characterization study of fluid distribution, heat exchange performance and exothermic reaction. **Energy**, [s. l.], v. 69, p. 728–741, 2014.

HARAMAKI TRILLO, Carla; BENETTI, Carolina; FARIA SILVA, Dayane. Incerteza de uma cronometragem. In: 2005, Universidade Federal de São Paulo. **Anais...** Universidade Federal de São Paulo

HEIN, Lucas Lemos. **ANÁLISE TÉRMICA DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS FABRICADOS POR IMPRESSÃO 3D**. 2019. Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville - CTJ, 2019.

HESSELGREAVES, John E. **Compact heat exchangers: selection, design, and operation**. Second edition ed. Amsterdam: Elsevier/BH, 2017.

IDEL'CHIK, I. E.; GINEVSKIĬ, A. S. **Handbook of hydraulic resistance**. 4th ed. rev. and augmented ed. Redding, CT: Begell House, 2007.

JIAO, Anjun; ZHANG, Rui; JEONG, Sangkwon. Experimental investigation of header configuration on flow maldistribution in plate-fin heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 23, n. 10, p. 1235–1246, 2003.

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition**. Hoboken: CRC Press, 2012.

KEW, Peter A.; REAY, David A. Compact/micro-heat exchangers – Their role in heat pumping equipment. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 31, n. 5, p. 594–601, 2011.

KHAN, Md. Jane Alam; HASAN, Md. Rakibul; MAMUN, Md. Arif Hasan. Flow Behavior and Temperature Distribution in Micro-Channels for Constant Wall Heat Flux. **Procedia Engineering**, [s. l.], v. 56, p. 350–356, 2013.

KONAKOV, P. K. A new correlation for the friction coefficient in smooth tubes. [s. l.], v. 51, n. 7, p. 503–506, 1946.

KRÁSNÝ, Ivo; ASTROUSKI, Ilya; RAUDENSKÝ, Miroslav. Polymeric hollow fiber heat exchanger as an automotive radiator. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 108, p. 798–803, 2016.

LALOT, Sylvain. **Flow maldistribution in heat exchangers**. [s.l: s.n.]. v. 19

LANCE, Blake W.; CARLSON, Matthew D. Printed Circuit Heat Exchanger Flow Distribution Measurements. In: VOLUME 9: OIL AND GAS APPLICATIONS; SUPERCRITICAL CO₂ POWER CYCLES; WIND ENERGY 2017, Charlotte, North Carolina, USA. **Anais...** . In: ASME TURBO EXPO 2017: TURBOMACHINERY TECHNICAL CONFERENCE AND EXPOSITION. Charlotte, North Carolina, USA: ASME, 2017. Disponível em: <<http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?doi=10.1115/GT2017-64560>>. Acesso em: 18 jun. 2019.

LI, Qi. Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s. l.], v. 15, n. 9, p. 4855–4875, 2011.

LIU, X. Experiments and simulations on heat exchangers in thermoelectric generator for automotive application. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 71, n. 1, p. 364–370, 2014.

LUO, Lingai. Experimental study of constructal distributor for flow equidistribution in a mini crossflow heat exchanger (MCHE). **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, [s. l.], v. 47, n. 2, p. 229–236, 2008.

LUO, Lingai. Heuristic shape optimization of baffled fluid distributor for uniform flow distribution. **Chemical Engineering Science**, [s. l.], v. 123, p. 542–556, 2015.

MAGISTRÌ, L. et al. Heat Exchangers for Fuel Cell and Hybrid System Applications. **Journal of Fuel Cell Science and Technology**, [s. l.], v. 3, n. 2, p. 111, 2006.

MORTEAN, M. V. V. Thermal and hydrodynamic analysis of a cross-flow compact heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 150, p. 750–761, 2019.

MORTEAN, M. V. V.; MANTELLI, M. B. H. Nusselt number correlation for compact heat exchangers in transition regimes. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 151, p. 514–522, 2019.

PERUSSI, Ronaldo. **Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação numérica**. 2010. Dissertação (Mestrado) - Escolha de Engenharia de São Carlos, São Carlos, 2010.

PIPES, Alan. **Desenho para Designers**. 1. ed. Brasil: EDGARD BLUCHER, 2010.

PRA, Franck. Promising designs of compact heat exchangers for modular HTRs using the Brayton cycle. **Nuclear Engineering and Design**, [s. l.], v. 238, n. 11, p. 3160–3173, 2008.

RANGANAYAKULU, Ch.; SEETHARAMU, K. N.; SREEVATSAN, K. V. The effects of inlet fluid flow nonuniformity on thermal performance and pressure drops in crossflow plate-fin compact heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 40, n. 1, p. 27–38, 1996.

RAUL, Appasaheb; BHASME, B. N.; MAURYA, R. S. A Numerical Investigation of Fluid Flow Maldistribution in Inlet Header Configuration of Plate Fin Heat Exchanger. **Energy Procedia**, [s. l.], v. 90, p. 267–275, 2016.

REAY, D. A. Compact heat exchangers: A review of current equipment and R&D in the field. **Heat Recovery Systems and CHP**, [s. l.], v. 14, n. 5, p. 459–474, 1994.

ROMEI, F.; GRUBIŠIĆ, A. N.; GIBBON, D. Manufacturing of a high-temperature resistojet heat exchanger by selective laser melting. **Acta Astronautica**, [s. l.], v. 138, p. 356–368, 2017.

RUDOLPH, Natalie; FELBER, Rachel; NELLIS, Gregory. **Design and Simulation of 3D Printed Air-Cooled Heat Exchangers**. [s.l: s.n.].

SABHARWALL, Piyush; GUNNERSON, Fred. Engineering design elements of a two-phase thermosyphon for the purpose of transferring NGNP thermal energy to a hydrogen plant. **Nuclear Engineering and Design**, [s. l.], v. 239, n. 11, p. 2293–2301, 2009.

SALTZMAN, David J. Experimental comparison of a traditionally built versus additively manufactured aircraft heat exchanger. In: 55TH AIAA AEROSPACE SCIENCES MEETING 2017, Grapevine, Texas. **Anais...** . In: 55TH AIAA AEROSPACE SCIENCES MEETING. Grapevine, Texas: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2017. Disponível em: <<http://arc.aiaa.org/doi/10.2514/6.2017-0902>>. Acesso em: 16 jun. 2019.

SHAH, R. K. A Correlation for Laminar Hydrodynamic Entry Length Solutions for Circular and Noncircular Ducts. **Journal of Fluids Engineering**, [s. l.], v. 100, n. 2, p. 177–179, 1978.

SHAH, R. K.; SEKULIĆ, Dušan P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.

SHEIK ISMAIL, L.; RANGANAYAKULU, C.; SHAH, Ramesh K. Numerical study of flow patterns of compact plate-fin heat exchangers and generation of design data for offset and wavy fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 52, n. 17–18, p. 3972–3983, 2009.

SRIVATSAN, T. S.; SUDARSHAN, T. S. **Additive manufacturing: innovations, advances, and applications**. [s.l: s.n.].

TSOPANOS, S.; SUTCLIFFE, Chris; OWEN, Ieuan. **The Manufacture of Micro Cross-Flow Heat Exchangers by Selective Laser Melting**. [s.l: s.n.].

TSUZUKI, Nobuyoshi; KATO, Yasuyoshi; ISHIDUKA, Takao. High performance printed circuit heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 27, n. 10, p. 1702–1707, 2007.

VENUVINOD, Patri K.; MA, Weiyin. **Rapid prototyping: laser-based and other technologies**. Boston: Kluwer Academic, 2010.

VOLPATO, Neri; AHRENS, Carlos Henrique. **Prototipagem rápida: tecnologias e aplicações**. São Paulo: Edgard Clucher, 2007.

WANG, Limin; FAN, Yilin; LUO, Lingai. Lattice Boltzmann method for shape optimization of fluid distributor. **Computers & Fluids**, [s. l.], v. 94, p. 49–57, 2014.

WHITE, Frank M. **Mecánica de fluidos**. Madrid [etc: MacGraw-Hill, 2010.

ZHANG, Zhe; LI, YanZhong. CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers. **Cryogenics**, [s. l.], v. 43, n. 12, p. 673–678, 2003.

ZHAO, Zhongchao. Numerical Investigation on the Flow and Heat Transfer Characteristics of Supercritical Liquefied Natural Gas in an Airfoil Fin Printed Circuit Heat Exchanger. **Energies**, [s. l.], v. 10, n. 11, p. 1828, 2017.

ZHI-QING, Wang. Study on correction coefficients of liminar and turbulent entrance region effect in round pipe. **Applied Mathematics and Mechanics**, [s. l.], v. 3, n. 3, p. 433–446, 1982.

APÊNDICE A – RESUMO BIBLIOGRÁFICO MÁ DISTRIBUIÇÃO

Na Tabela 26 é apresentado um resumo de várias pesquisas relacionadas com o fenômeno de má distribuição em trocadores de calor. A primeira coluna refere-se ao autor e ao tipo de estudo: experimental (E), numérico (N) ou analítico (A). A segunda coluna apresenta as especificações do trocador de calor, a geometria, e as características dos canais. A última coluna descreve as condições dos testes, e as soluções propostas pelos autores para melhorar o problema da má distribuição.

Tabela 26 – Resumo bibliográfico da má distribuição

Referência / Tipo de estudo	Especificação Trocador de Calor / Condições de teste	Propostas e Resultados
<ul style="list-style-type: none"> • Luo et al. (2008) • E 	<ul style="list-style-type: none"> • Trocador de Calor de Micro canais (<i>MCHE</i>) composto por 128 canais, com seções circulares de 2.5 mm de diâmetro. • Testes ramal quente a 30°C e frio variando de 3 à 5°C, com diferentes níveis de vazão mássica. 	<p>Propostas: Quatro configurações de bocais: ACEC, ACEP, APEP e APEC para analisar a má distribuição.</p> <p>Resultados: A configuração APEC apresentou uma melhor eficiência térmica, 28% maior comparada com as outras configurações.</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Baek et al. (2014) • E/N 	<ul style="list-style-type: none"> • 3 tipos de Trocador de Calor de Circuito Impresso (<i>PCHE</i>), com seções semicirculares. • Modelo numérico de condução axial e efeito de má distribuição em trocadores de calor. 	<p>Propostas: Desenvolver um modelo analítico de transferência de calor que inclui a condução axial e o efeito da má distribuição e validar com dados experimentais.</p> <p>Resultados: A redução do desempenho térmico devido à má distribuição, pode ser suavizada com a inserção de um dispositivo de redistribuição de fluxo.</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Khan et al. (2013) • N 	<ul style="list-style-type: none"> • Trocador de Calor de Micro canais (<i>MCHE</i>) composto por 21 canais • Fluido de entrada à 300 K e fluxo de calor constante à 10000 W/m². 	<p>Propostas: Quatro configurações de bocais: Triangular, Triangular centrado, arredondado e piramidal.</p> <p>Resultados: As configurações de bocais triangular centrado, arredondado e piramidal apresentaram comportamento do fluxo similar, e acessíveis para a utilização.</p>

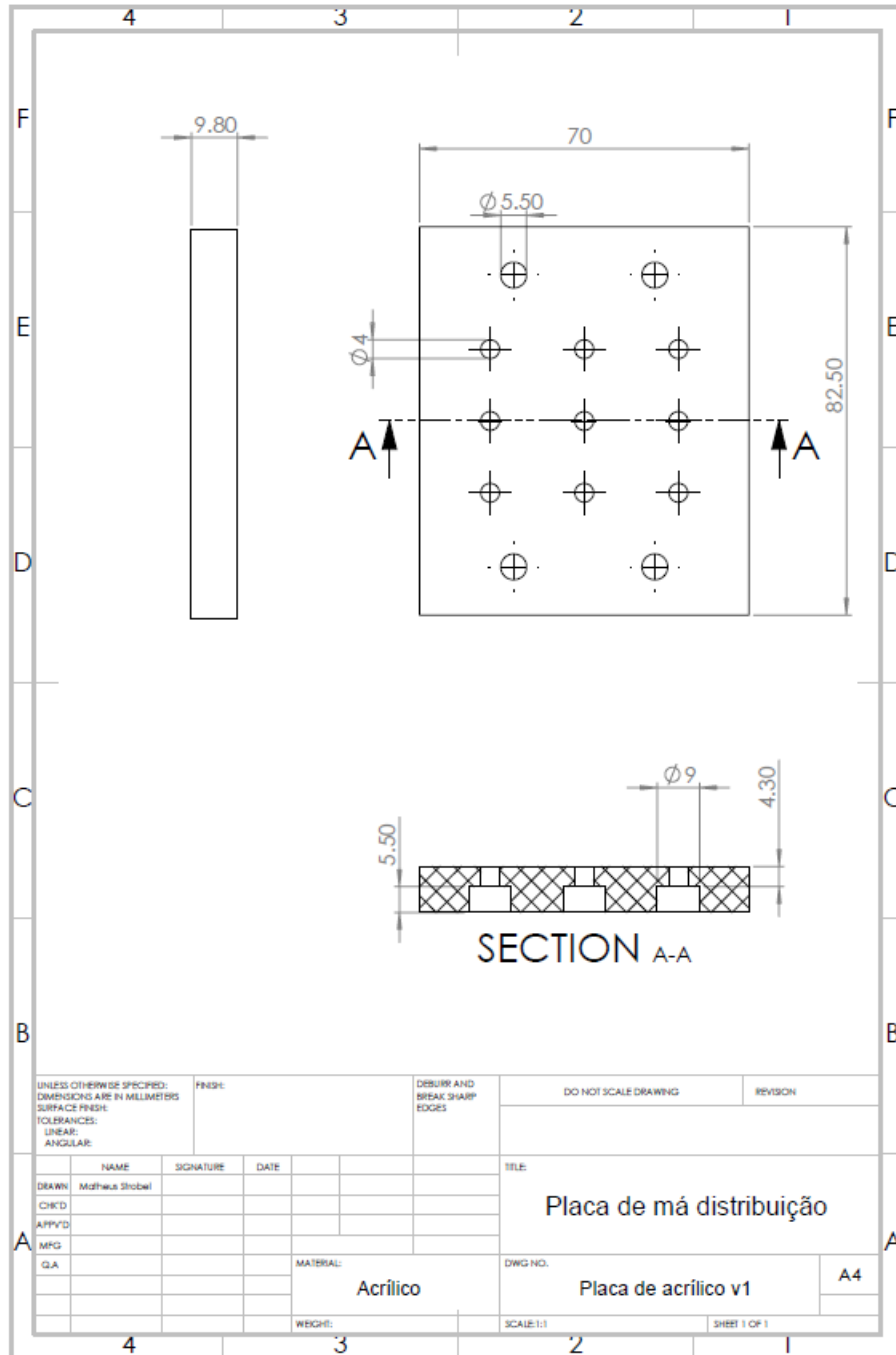
<ul style="list-style-type: none"> • Raul et al. (2016) • N 	<ul style="list-style-type: none"> • Trocador de Calor de Placa Aletada (<i>PFHE</i>) • Valores de Reynolds de 40000, 50000 e 60000. 	<p>Propostas: Quatro configurações de bocais: bocal convencional, bocal modificado com uma placa defletora, bocal modificado com duas placas defletora (<i>inline</i>) e bocal com duas placas defletoras (<i>staggered</i>).</p> <p>Resultados: A configuração do bocal modificado com duas placas defletoras (<i>staggered</i>) obteve o melhor desempenho térmico, apresentando maiores valores de velocidade média e menores valores de razão de velocidade.</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Lalot et al. (1999) • E/N 	<ul style="list-style-type: none"> • Trocadores de calor de perfil fluxo cruzado e condensadores. • Água com valor médio de Reynolds de 10000. 	<p>Propostas: Utilização de um defletor uniformemente perfurado.</p> <p>Resultados: Constatou-se que para condensadores que apresentam má distribuição, a perda de efetividade é inferior a 7%. Para trocadores de calor de fluxo cruzado, o fenômeno de má distribuição afeta mais que o condensador, podendo gerar até uma perda de efetividade de 25%. Com a utilização do defletor, homogeneizou a distribuição do escoamento.</p>
<ul style="list-style-type: none"> • (Sheik Ismail et al. (2009) • E/N 	<ul style="list-style-type: none"> • Trocador de Calor Compacto (<i>CHE</i>) • Número de Reynolds variando de 2000 à 15000. 	<p>Propostas: Duas configurações de placas defletoras: 1) defletor à 85 mm do coletor, com circunferências variando de 5, 7 e 10 mm, com uma redução de área livre de 46,7%.</p> <p>2) defletor à 46 mm do coletor com circunferências variando de 3,34, 4, 4,5, 5,85, 8 mm, resultando em uma redução de área livre de 50%.</p> <p>Resultados: Dados numéricos apresentaram boa concordância com os resultados expostos na literatura, com desvios de no máximo 9%.</p>

<ul style="list-style-type: none"> • (Ranganayakulu et al. (1996) • A/N 	<ul style="list-style-type: none"> • Trocador de Calor de Circuito Impresso (<i>PCHE</i>) • Método analítico 	<p>Propostas: Método analítico de elementos finitos (<i>FEM</i>).</p> <p>Resultados: Variações na queda de pressão são bastantes significativas devido a não uniformidade de fluxo.</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Zhang e Li (2003) • N 	<ul style="list-style-type: none"> • Trocador de Calor de Placa Aletada (<i>PFHE</i>). • Valor de Reynolds no canal é igual a 1000. 	<p>Propostas: Duas configurações de placas defletoras: 1) placa composta por oito circunferências com diâmetros entre 20 e 25 mm, com comprimento de bocal de 126 mm. 2) placa composta por oito circunferências com diâmetros entre 20 e 25 mm, com comprimento de bocal de 245 mm.</p> <p>Resultados: O segundo caso apresentou melhor desempenho de distribuição de fluxo. Houve uma redução do coeficiente de não-uniformidade de fluxo de 3,47 para 0,71 (S) com a aplicação da nova configuração do bocal.</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Jiao et al. (2003) • E 	<ul style="list-style-type: none"> • Trocador de Calor de Placa Aletada (<i>PFHE</i>). • Análise para valores de Reynolds igual à 1100 e 3000. 	<p>Propostas: Estudo de 2 configurações de bocais: 1) configuração com 5 circunferências variando o diâmetro de 15 à 25 mm. 2) configuração com 7 circunferências variando o diâmetro de 15 à 25 mm.</p> <p>Resultados: O segundo caso apresentou os melhores resultados com relação a razão de velocidade. Obtendo uma redução de 2,08 para 1,2 em Reynolds à 1100, e 2,81 para 1,4 em Reynolds de 3000.</p>

Fonte: Autor (2019)

APÊNDICE B – PROJETO PLACA DE ACRÍLICO

Figura 66 – Projeto de fabricação da placa de acrílico



APÊNDICE C – PARÂMETROS COLETADOS TESTE DE PERDA DE CARGA

Tabela 27 – Parâmetros coletados durante o experimente – Teste 1A

Teste 2	$T_{c,in}$ [°C]	\dot{m}_c [kg/s]	Re	ΔP [kPa]	$P_{c,in}$ [kPa]
C1A_1	18,00	0,0025	1078,52	0,1204	101,6070
C1A_2	18,00	0,0043	1856,36	0,4380	102,1250
C1A_3	18,00	0,0047	2053,91	0,4412	102,2269
C1A_4	18,00	0,0056	2428,15	0,6968	102,6552
C1A_5	18,00	0,0063	2755,79	0,9182	102,9243
C1A_6	18,00	0,0073	3172,27	1,2381	103,5093
C1A_7	18,00	0,0088	3825,35	1,9424	104,5973
C1A_8	18,00	0,0100	4362,07	2,6366	105,9794
C1A_9	18,00	0,0122	5326,11	4,2090	108,3746
C1A_10	18,00	0,0145	6298,04	6,1459	111,5462
C1A_11	18,00	0,0171	7416,76	8,7382	115,7338
C1A_12	18,00	0,0189	8237,73	10,6273	119,3953
C1A_13	18,00	0,0219	9527,73	14,7395	125,1997
C1A_14	18,00	0,0242	10518,92	17,7684	129,9510
C1A_15	18,00	0,0266	11587,94	21,3418	135,5086
C1A_16	18,00	0,0289	12559,88	24,8536	140,8924
C1A_17	18,00	0,0310	13492,41	28,7175	147,1393
C1A_18	18,00	0,0335	14586,54	32,9234	153,8091
C1A_19	18,00	0,0363	15793,83	37,8475	162,0656

Tabela 28 – Parâmetros coletados durante o experimente – Teste 2A

Teste 2	$T_{c,in}$ [°C]	\dot{m}_c [kg/s]	Re	ΔP [kPa]	$P_{c,in}$ [kPa]
C2A_1	20,38	0,0035	1526,32	0,2816	101,7775
C2A_2	20,39	0,0046	2004,66	0,4696	102,0840
C2A_3	20,39	0,0054	2363,41	0,6822	102,4015
C2A_4	20,39	0,0061	2656,93	0,8667	102,6870
C2A_5	20,35	0,0074	3207,02	1,2424	103,4365
C2A_6	20,28	0,0085	3691,87	1,7803	104,2490
C2A_7	20,22	0,0099	4296,31	2,5874	105,7310
C2A_8	20,20	0,0104	4511,56	2,8734	106,0570
C2A_9	20,18	0,0111	4844,22	3,4028	106,7940
C2A_10	20,17	0,0133	5783,50	5,0723	109,3380
C2A_11	20,19	0,0157	6840,18	7,3168	112,8915
C2A_12	20,24	0,0182	7918,61	10,0991	117,1355
C2A_13	20,44	0,0204	8879,63	12,7044	121,2610
C2A_14	20,75	0,0234	10184,18	16,8397	127,4645
C2A_15	21,09	0,0253	11006,04	19,9316	132,1400
C2A_16	22,16	0,0280	12193,18	24,0954	138,7195
C2A_17	22,16	0,0303	13195,51	27,9277	144,5080
C2A_18	22,16	0,0326	14184,79	32,0807	150,7970

C2A_19	22,16	0,0350	15237,13	36,3872	157,6740
---------------	-------	--------	----------	---------	----------

Tabela 29 – Parâmetros coletados durante o experimento – Teste 2B

Teste 2	$T_{c,in}$ [°C]	\dot{m}_c [kg/s]	Re	ΔP [kPa]	$P_{c,in}$ [kPa]
C2B_1	24,04	0,0032	1395,87	0,1790	101,4275
C2B_2	24,11	0,0050	2174,25	0,5287	102,1284
C2B_3	24,18	0,0053	2309,05	0,5994	102,1446
C2B_4	24,32	0,0062	2674,32	0,8283	102,6959
C2B_5	24,45	0,0069	3011,33	1,0895	103,1166
C2B_6	24,54	0,0082	3578,81	1,5934	103,4741
C2B_7	24,64	0,0091	3974,53	2,1314	104,3448
C2B_8	24,73	0,0103	4465,91	2,7641	106,0286
C2B_9	24,85	0,0106	4596,36	2,9444	108,2052
C2B_10	24,95	0,0134	5813,94	5,1094	111,2675
C2B_11	24,99	0,0156	6777,13	7,1799	115,6609
C2B_12	25,13	0,0185	8022,97	10,2511	118,1656
C2B_13	25,13	0,0206	8953,55	13,0118	123,0378
C2B_14	25,13	0,0231	10027,63	16,5619	130,0086
C2B_15	25,13	0,0255	11097,36	20,1664	135,4766
C2B_16	25,13	0,0282	12262,76	24,2826	140,3466
C2B_17	25,13	0,0306	13297,70	28,3773	147,4850
C2B_18	25,13	0,0326	14186,97	32,2169	152,6300
C2B_19	25,13	0,0353	15332,80	36,7186	160,6008

Tabela 30 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Konakov Eq. (15) no Teste 1B

Re estimado	Re	$\Delta P_{teórico,K}$ [kPa]	$\Delta P_{experimental}$ [kPa]	erro% [%]	$\langle erro\% \rangle$ [%]
2400	2565,61	1,009	0,7766	23,05	
2800	2937,41	1,217	1,051	13,59	
3200	3226,58	1,437	1,295	9,903	
3600	3761,45	1,918	1,867	2,646	
4000	4459,38	2,65	2,83	6,777	
5000	5324,73	3,654	4,282	17,18	
6000	6296,62	4,97	6,201	24,78	
7000	7535,94	6,949	9,009	29,65	
8000	8162,13	7,995	10,78	34,85	
9000	9329,70	10,26	13,98	36,31	
10000	10616,85	13,07	18,43	41,01	
11000	11632,23	15,49	22,04	42,31	
12000	12567,15	17,88	25,29	41,44	
13000	13608,62	20,79	29,81	43,38	
14000	14423,96	23,18	33,12	42,89	
15000	15682,85	27,3	38,06	39,42	

28,07

Tabela 31 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Konakov Eq. (15) no Teste 2A

<i>Re estimado</i>	<i>Re</i>	$\Delta P_{teórico,K}$ [kPa]	$\Delta P_{experimental}$ [kPa]	<i>erro</i> _% [%]	$\langle \textit{erro}_{\%} \rangle$ [%]
2600	2656,93	1,008	0,8667	14	26,10
3000	3207,02	1,434	1,242	13,39	
3400	3691,87	1,864	1,78	4,476	
3800	4296,31	2,479	2,587	4,352	
4200	4511,56	2,694	2,873	6,661	
4500	4844,22	3,073	3,403	10,72	
5500	5783,50	4,25	5,072	19,34	
6500	6840,18	5,795	7,317	26,27	
7500	7918,61	7,595	10,1	32,97	
8500	8879,63	9,371	12,7	35,58	
9500	10184,18	12,12	16,84	38,97	
10500	11006,04	13,95	19,93	42,84	
11500	12193,18	16,92	24,1	42,39	
12500	13195,51	19,62	27,93	42,31	
13500	14184,79	22,5	32,08	42,57	
14500	15237,13	25,82	36,39	40,92	

Tabela 32 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Konakov Eq. (15) no Teste 2B

<i>Re estimado</i>	<i>Re</i>	$\Delta P_{teórico,K}$ [kPa]	$\Delta P_{experimental}$ [kPa]	<i>erro</i> _% [%]	$\langle \textit{erro}_{\%} \rangle$ [%]
2600	2674,32	1,022	0,8283	18,92	26,06
3000	3011,33	1,266	1,089	13,96	
3400	3578,81	1,754	1,593	9,179	
3800	3974,53	2,127	2,131	0,1918	
4200	4465,91	2,644	2,764	4,562	
4500	4596,36	2,768	2,944	6,374	
5500	5813,94	4,295	5,109	18,96	
6500	6777,13	5,685	7,18	26,3	
7500	8022,97	7,801	10,25	31,41	
8500	8953,55	9,528	13,01	36,56	
9500	10027,63	11,75	16,56	40,98	
10500	11097,36	14,19	20,17	42,14	
11500	12262,76	17,12	24,28	41,86	
12500	13297,70	19,94	28,38	42,29	
13500	14186,97	22,51	32,22	43,1	
14500	15332,80	26,18	36,72	40,27	

Tabela 33 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Colebrook Eq. (16) no Teste 1B

<i>Re estimado</i>	<i>Re</i>	$\Delta P_{teórico,K}$ [kPa]	$\Delta P_{experimental}$ [kPa]	<i>erro</i> _% [%]	$\langle \textit{erro}_{\%} \rangle$ [%]
2400	2565,61	1,141	0,7766	31,94	
2800	2937,41	1,384	1,051	24,02	
3200	3226,58	1,633	1,295	20,7	
3600	3761,45	2,179	1,867	14,32	
4000	4459,38	3,016	2,83	6,158	
5000	5324,73	4,164	4,282	2,83	
6000	6296,62	5,682	6,201	9,137	
7000	7535,94	7,987	9,009	12,8	
8000	8162,13	9,219	10,78	16,95	16,86
9000	9329,70	11,9	13,98	17,48	
10000	10616,85	15,3	18,43	20,47	
11000	11632,23	18,26	22,04	20,73	
12000	12567,15	21,21	25,29	19,24	
13000	13608,62	24,88	29,81	19,82	
14000	14423,96	27,92	33,12	18,63	
15000	15682,85	33,19	38,06	14,67	

Tabela 34 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Colebrook Eq. (16) no Teste 2A

<i>Re estimado</i>	<i>Re</i>	$\Delta P_{teórico,K}$ [kPa]	$\Delta P_{experimental}$ [kPa]	<i>erro</i> _% [%]	$\langle \textit{erro}_{\%} \rangle$ [%]
2600	2656,93	1,146	0,8667	24,36	
3000	3207,02	1,63	1,242	23,79	
3400	3691,87	2,118	1,78	15,94	
3800	4296,31	2,821	2,587	8,268	
4200	4511,56	3,064	2,873	6,216	
4500	4844,22	3,497	3,403	2,703	
5500	5783,50	4,848	5,072	4,624	
6500	6840,18	6,637	7,317	10,24	
7500	7918,61	8,745	10,1	15,48	15,27
8500	8879,63	10,85	12,7	17,12	
9500	10184,18	14,14	16,84	19,12	
10500	11006,04	16,38	19,93	21,7	
11500	12193,18	20,02	24,1	20,37	
12500	13195,51	23,39	27,93	19,42	
13500	14184,79	27,03	32,08	18,71	
14500	15237,13	31,27	36,39	16,37	

Tabela 35 – Erro percentual no regime de transição e turbulento utilizando a correlação de Colebrook Eq. (16) no Teste 2B

<i>Re estimado</i>	<i>Re</i>	$\Delta P_{teórico,K}$ [kPa]	$\Delta P_{experimental}$ [kPa]	<i>erro</i> _% [%]	$\langle \textit{erro} \rangle$ [%]
2600	2674,32	0,8283	0,8283	28,56	
3000	3011,33	1,089	1,089	24,12	
3400	3578,81	1,593	1,593	19,86	
3800	3974,53	2,131	2,131	11,6	
4200	4465,91	2,764	2,764	7,873	
4500	4596,36	2,944	2,944	6,484	
5500	5813,94	5,109	5,109	4,281	
6500	6777,13	7,18	7,18	10,15	
7500	8022,97	10,25	10,25	14,25	16,30
8500	8953,55	13,01	13,01	18	
9500	10027,63	16,56	16,56	20,76	
10500	11097,36	20,17	20,17	20,9	
11500	12262,76	24,28	24,28	19,9	
12500	13297,70	28,38	28,38	19,22	
13500	14186,97	32,22	32,22	19,11	
14500	15332,80	36,72	36,72	15,69	

APÊNDICE D – PARÂMETROS COLETADOS DURANTE TESTE DE MÁ DISTRIBUIÇÃO ÁGUA

Tabela 36 – Parâmetros coletados durante o teste 11 Hz – Caso 1,

Testes	Massa média [g]	Tempo médio [s]	Vazão mássica [g/s]
f2-r1	1782,0	141	12,6
f2-r2	1833,3	141	13,0
f2-r3	1893,5	141	13,4
f2-r4	1827,2	141	13,0
f2-r5	1943,3	141	13,8
f2-r6	1838,8	141	13,0
f2-r7	1954,6	141	13,9
f2-r8	1994,8	141	14,1
f2-r9	1946,8	141	13,8

Tabela 37 – Parâmetros coletados durante o teste 13 Hz – Caso 1,

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f3-r1	1865,4	121	15,4
f3-r2	1876,9	121	15,5
f3-r3	1846,2	121	15,3
f3-r4	1892,3	121	15,7
f3-r5	1893,3	121	15,7

f3-r6	1891,4	121	15,7
f3-r7	1883,4	121	15,6
f3-r8	1867,9	121	15,5
f3-r9	1877,5	121	15,5

Tabela 38 – Parâmetros coletados durante o teste 15 Hz – Caso 1,

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f4-r1	1865,4	105	17,7
f4-r2	1870,9	105	17,8
f4-r3	1857,1	105	17,6
f4-r4	1883,7	105	17,9
f4-r5	1882,6	105	17,9
f4-r6	1890,0	105	17,9
f4-r7	1878,5	105	17,8
f4-r8	1854,0	105	17,6
f4-r9	1867,9	105	17,7

Tabela 39 – Parâmetros coletados durante o teste 17 Hz – Caso 1,

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f5-r1	1867,8	92	20,3
f5-r2	1878,7	92	20,4
f5-r3	1849,1	92	20,1
f5-r4	1887,3	92	20,5
f5-r5	1888,2	92	20,5
f5-r6	1879,7	92	20,4
f5-r7	1881,0	92	20,4
f5-r8	1853,6	92	20,1
f5-r9	1865,7	92	20,3

Tabela 40 – Parâmetros coletados durante o teste 19 Hz – Caso 1,

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f6-r1	1854,0	82	22,7
f6-r2	1860,3	82	22,7
f6-r3	1832,8	82	22,4
f6-r4	1866,8	82	22,8
f6-r5	1870,9	82	22,9
f6-r6	1864,0	82	22,8
f6-r7	1866,3	82	22,8
f6-r8	1821,5	82	22,3
f6-r9	1848,5	82	22,6

Tabela 41 – Parâmetros coletados durante o teste 21 Hz – Caso 1,

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f7-r1	1854,0	73	25,3
f7-r2	1858,0	73	25,4

f7-r3	1826,4	73	25,0
f7-r4	1866,2	73	25,5
f7-r5	1866,4	73	25,5
f7-r6	1855,4	73	25,3
f7-r7	1861,4	73	25,4
f7-r8	1816,6	73	24,8
f7-r9	1843,2	73	25,2

Tabela 42 – Parâmetros coletados durante o teste 23 Hz – Caso 1,

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f8-r1	1840,8	65	28,1
f8-r2	1846,3	65	28,2
f8-r3	1816,1	65	27,8
f8-r4	1855,2	65	28,4
f8-r5	1852,4	65	28,3
f8-r6	1843,1	65	28,2
f8-r7	1849,7	65	28,3
f8-r8	1817,1	65	27,8
f8-r9	1832,2	65	28,0

Tabela 43 – Parâmetros coletados durante o teste 9 Hz – Caso 2,

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f1-r1	0,0	131	0,0
f1-r2	0,0	131	0,0
f1-r3	0,0	131	0,0
f1-r4	1429,2	131	10,9
f1-r5	1442,0	131	11,0
f1-r6	833,0	131	6,4
f1-r7	1849,1	131	14,1
f1-r8	1972,6	131	15,1
f1-r9	1987,5	131	15,2

Tabela 44 – Parâmetros coletados durante o teste 11 Hz – Caso 2

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f2-r1	1862,1	139	13,4
f2-r2	1895,0	139	13,6
f2-r3	1878,7	139	13,5
f2-r4	1830,8	139	13,2
f2-r5	1949,0	139	14,0
f2-r6	1941,6	139	14,0
f2-r7	1927,6	139	13,9
f2-r8	1932,2	139	13,9
f2-r9	1886,5	139	13,6

Tabela 45 – Parâmetros coletados durante o teste 13 Hz – Caso 2

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f3-r1	1861,4	120	15,5
f3-r2	1891,1	120	15,8
f3-r3	1878,7	120	15,7
f3-r4	1819,4	120	15,2
f3-r5	1940,1	120	16,2
f3-r6	1932,4	120	16,1
f3-r7	1921,5	120	16,0
f3-r8	1920,0	120	16,0
f3-r9	1885,4	120	15,7

Tabela 46 – Parâmetros coletados durante o teste 15 Hz – Caso 2

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f4-r1	1858,5	104	17,9
f4-r2	1885,4	104	18,1
f4-r3	1875,2	104	18,0
f4-r4	1812,6	104	17,4
f4-r5	1918,0	104	18,4
f4-r6	1922,1	104	18,5
f4-r7	1913,6	104	18,4
f4-r8	1909,7	104	18,4
f4-r9	1876,2	104	18,0

Tabela 47 – Parâmetros coletados durante o teste 17 Hz – Caso 2

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f5-r1	1871,0	91	20,6
f5-r2	1893,0	91	20,8
f5-r3	1886,9	91	20,7
f5-r4	1823,2	91	20,0
f5-r5	1941,7	91	21,3
f5-r6	1930,4	91	21,2
f5-r7	1920,0	91	21,1
f5-r8	1914,9	91	21,0
f5-r9	1884,2	91	20,7

Tabela 48 – Parâmetros coletados durante o teste 19 Hz – Caso 2

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f6-r1	1866,8	82	22,8
f6-r2	1896,7	82	23,1
f6-r3	1882,1	82	23,0
f6-r4	1814,4	82	22,1
f6-r5	1952,8	82	23,8
f6-r6	1928,5	82	23,5

f6-r7	1918,5	82	23,4
f6-r8	1914,0	82	23,3
f6-r9	1879,1	82	22,9

Tabela 49 – Parâmetros coletados durante o teste 21 Hz – Caso 2

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f7-r1	1862,5	73	25,5
f7-r2	1892,4	73	25,9
f7-r3	1878,4	73	25,7
f7-r4	1806,8	73	24,8
f7-r5	1948,5	73	26,7
f7-r6	1920,7	73	26,3
f7-r7	1913,6	73	26,2
f7-r8	1900,0	73	26,0
f7-r9	1879,0	73	25,7

Tabela 50 – Parâmetros coletados durante o teste 23 Hz – Caso 2

Testes	Massa média [g]	Tempo [s]	Vazão mássica [g/s]
f8-r1	1835,5	65	28,2
f8-r2	1867,4	65	28,7
f8-r3	1853,9	65	28,5
f8-r4	1782,8	65	27,4
f8-r5	1922,0	65	29,6
f8-r6	1895,5	65	29,2
f8-r7	1887,6	65	29,0
f8-r8	1880,8	65	28,9
f8-r9	1846,4	65	28,4

Tabela 51 - Frequência 9 Hz – Caso 1

FREQUÊNCIA 9 HZ – CASO 1							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	2	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	3	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	4	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	5	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2°	1	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	2	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	3	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	4	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	5	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3°	1	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

	2	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	3	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	4	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	5	128	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4°	1	128	351,7	351,7	351,5	351,6	2,7
	2	128	465,9	465,7	465,8	465,8	3,6
	3	128	517,5	517,4	517,5	517,4	4,0
	4	128	376,2	376,4	376,3	376,3	2,9
	5	128	342,8	343,0	342,8	342,8	2,7
5°	1	128	1343,0	1343,0	1342,8	1342,9	10,5
	2	128	1220,1	1220,0	1220,0	1220,0	9,5
	3	128	1447,1	1447,2	1447,1	1447,1	11,3
	4	128	1530,2	1530,1	1530,2	1530,1	12,0
	5	128	1697,6	1697,7	1697,7	1697,6	13,3
6°	1	128	1551,8	1551,8	1551,7	1551,8	12,1
	2	128	1249,9	1249,9	1249,8	1249,9	9,8
	3	128	1236,4	1236,4	1236,6	1236,5	9,7
	4	128	1466,6	1466,6	1466,3	1466,5	11,5
	5	128	1571,6	1571,6	1571,5	1571,6	12,3
7°	1	128	1896,3	1896,4	1896,4	1896,4	14,8
	2	128	1880,0	1879,8	1879,6	1879,8	14,7
	3	128	1889,4	1889,3	1889,5	1889,4	14,8
	4	128	1863,8	1863,7	1863,8	1863,8	14,6
	5	128	1781,3	1781,2	1781,2	1781,2	13,9
8°	1	128	1925,4	1925,2	1925,4	1925,4	15,0
	2	128	1926,6	1926,7	1926,7	1926,7	15,1
	3	128	1931,0	1931,0	1930,9	1931,0	15,1
	4	128	1922,5	1922,6	1922,6	1922,6	15,0
	5	128	1923,3	1923,1	1923,2	1923,2	15,0
9°	1	128	1915,8	1915,9	1915,9	1915,8	15,0
	2	128	1909,7	1909,8	1909,8	1909,7	14,9
	3	128	1918,2	1918,1	1918,1	1918,1	15,0
	4	128	1912,6	1912,6	1912,5	1912,5	14,9
	5	128	1905,0	1905,0	1905,0	1905,0	14,9

Tabela 52 - Frequência 11 Hz – Caso 1

FREQUÊNCIA 11 HZ – CASO 1							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	141	1763,4	1763,3	1763,4	1763,4	12,5
	2	141	1808,1	1808,1	1808,0	1808,1	12,8
	3	141	1792,1	1791,9	1791,9	1792,0	12,7
	4	141	1761,9	1761,9	1761,9	1761,9	12,5
	5	141	1784,7	1784,7	1784,8	1784,7	12,7

2°	1	141	1798,7	1798,7	1798,8	1798,7	12,8
	2	141	1845,5	1845,3	1845,4	1845,4	13,1
	3	141	1843,8	1843,9	1843,9	1843,9	13,1
	4	141	1826,6	1826,7	1826,6	1826,6	13,0
	5	141	1852,0	1852,1	1852,2	1852,1	13,1
3°	1	141	1869,4	1869,4	1869,3	1869,4	13,3
	2	141	1909,2	1909,0	1909,0	1909,1	13,5
	3	141	1896,9	1897,0	1896,9	1897,0	13,5
	4	141	1882,0	1882,0	1881,9	1882,0	13,3
	5	141	1909,9	1909,8	1909,9	1909,9	13,5
4°	1	141	1827,2	1827,1	1827,1	1827,1	13,0
	2	141	1851,4	1850,5	1850,5	1850,8	13,1
	3	141	1834,6	1834,6	1834,5	1834,5	13,0
	4	141	1809,3	1809,2	1809,3	1809,2	12,8
	5	141	1814,3	1814,3	1814,3	1814,3	12,9
5°	1	141	1934,7	1934,8	1934,8	1934,7	13,7
	2	141	1958,1	1958,1	1958,1	1958,1	13,9
	3	141	1948,0	1947,9	1948,0	1947,9	13,8
	4	141	1935,3	1935,4	1935,4	1935,3	13,7
	5	141	1940,8	1940,5	1940,7	1940,6	13,8
6°	1	141	1847,8	1847,9	1848,0	1847,9	13,1
	2	141	1853,9	1853,9	1853,8	1853,9	13,1
	3	141	1856,0	1856,0	1856,1	1856,0	13,2
	4	141	1827,2	1827,5	1827,3	1827,3	13,0
	5	141	1808,8	1808,9	1808,9	1808,9	12,8
7°	1	141	1941,6	1941,6	1941,6	1941,6	13,8
	2	141	1976,3	1976,5	1976,5	1976,4	14,0
	3	141	1961,9	1961,8	1961,8	1961,8	13,9
	4	141	1931,8	1931,7	1931,9	1931,8	13,7
	5	141	1961,5	1961,4	1961,5	1961,5	13,9
8°	1	141	1986,7	1986,7	1986,8	1986,8	14,1
	2	141	2011,0	2011,0	2010,9	2011,0	14,3
	3	141	1995,9	1996,0	1995,9	1996,0	14,2
	4	141	1975,7	1975,6	1975,6	1975,7	14,0
	5	141	2005,0	2004,6	2004,7	2004,8	14,2
9°	1	141	1927,1	1927,1	1927,1	1927,1	13,7
	2	141	1964,1	1963,8	1963,9	1963,9	13,9
	3	141	1961,0	1961,0	1961,1	1961,0	13,9
	4	141	1942,7	1942,7	1942,8	1942,7	13,8
	5	141	1939,4	1939,4	1939,4	1939,4	13,8

Tabela 53 - Frequência 13 Hz – Caso 1

FREQUÊNCIA 13 HZ – CASO 1							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica

							média [g/s]
1°	1	121	1864,2	1864,2	1864,3	1864,3	15,4
	2	121	1855,7	1855,7	1855,6	1855,7	15,3
	3	123	1895,0	1894,9	1895,0	1895,0	15,4
	4	119	1849,7	1849,7	1849,7	1849,7	15,5
	5	120	1862,5	1862,4	1862,6	1862,5	15,5
2°	1	121	1872,0	1872,0	1872,1	1872,0	15,5
	2	121	1865,5	1865,6	1865,6	1865,6	15,4
	3	123	1907,8	1907,9	1907,4	1907,7	15,5
	4	119	1861,2	1861,1	1861,1	1861,1	15,6
	5	120	1878,0	1877,9	1878,1	1878,0	15,7
3°	1	121	1849,0	1849,1	1849,0	1849,0	15,3
	2	121	1828,6	1828,7	1828,6	1828,6	15,1
	3	123	1880,6	1880,7	1880,6	1880,6	15,3
	4	119	1827,3	1827,3	1827,1	1827,2	15,4
	5	120	1845,3	1845,2	1845,2	1845,2	15,4
4°	1	121	1891,3	1891,4	1891,4	1891,4	15,6
	2	121	1885,9	1885,9	1885,9	1885,9	15,6
	3	123	1922,3	1922,3	1922,3	1922,3	15,6
	4	119	1876,3	1876,4	1876,4	1876,4	15,8
	5	120	1885,2	1885,2	1885,1	1885,2	15,7
5°	1	121	1890,9	1890,9	1891,1	1891,0	15,6
	2	121	1886,0	1885,9	1886,2	1886,0	15,6
	3	123	1920,5	1920,6	1920,5	1920,5	15,6
	4	119	1876,9	1877,0	1877,0	1877,0	15,8
	5	120	1892,1	1892,2	1892,3	1892,2	15,8
6°	1	121	1892,5	1892,5	1892,5	1892,5	15,6
	2	121	1874,0	1874,0	1874,1	1874,1	15,5
	3	123	1922,6	1922,6	1922,7	1922,7	15,6
	4	119	1876,2	1876,3	1876,2	1876,3	15,8
	5	120	1891,4	1891,4	1891,4	1891,4	15,8
7°	1	121	1886,5	1886,7	1886,6	1886,6	15,6
	2	121	1877,4	1877,5	1877,5	1877,5	15,5
	3	123	1908,2	1908,2	1908,3	1908,2	15,5
	4	119	1863,0	1863,1	1863,0	1863,0	15,7
	5	120	1881,9	1881,8	1881,8	1881,8	15,7
8°	1	121	1872,5	1872,6	1872,6	1872,5	15,5
	2	121	1865,0	1865,0	1865,1	1865,0	15,4
	3	123	1908,1	1908,1	1908,1	1908,1	15,5
	4	119	1834,2	1834,3	1834,2	1834,2	15,4
	5	120	1859,7	1859,6	1859,8	1859,7	15,5
9°	1	121	1876,9	1876,9	1877,0	1876,9	15,5
	2	121	1868,9	1869,0	1869,0	1868,9	15,4
	3	123	1904,8	1904,7	1904,7	1904,7	15,5
	4	119	1860,3	1860,3	1860,4	1860,3	15,6
	5	120	1876,7	1876,7	1876,8	1876,7	15,6

Tabela 54 - Frequência 15 Hz – Caso 1

FREQUÊNCIA 15 HZ – CASO 1							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	104	1861,5	1861,4	1861,3	1861,4	17,9
	2	105	1873,3	1873,5	1873,4	1873,4	17,8
	3	105	1834,4	1834,3	1834,3	1834,4	17,5
	4	107	1883,2	1883,2	1883,1	1883,2	17,6
	5	106	1874,5	1874,5	1874,5	1874,5	17,7
2°	1	104	1848,8	1848,7	1848,9	1848,8	17,8
	2	105	1876,4	1876,4	1876,3	1876,4	17,9
	3	105	1847,4	1847,2	1847,3	1847,3	17,6
	4	107	1896,6	1896,5	1896,6	1896,6	17,7
	5	106	1885,3	1885,4	1885,2	1885,3	17,8
3°	1	104	1859,3	1859,1	1859,1	1859,2	17,9
	2	105	1859,2	1859,1	1859,2	1859,2	17,7
	3	105	1822,1	1821,9	1822,1	1822,0	17,4
	4	107	1870,2	1870,2	1870,0	1870,1	17,5
	5	106	1875,0	1875,1	1875,1	1875,1	17,7
4°	1	104	1864,7	1864,8	1864,2	1864,6	17,9
	2	105	1898,0	1898,0	1897,9	1898,0	18,1
	3	105	1859,5	1859,4	1859,3	1859,4	17,7
	4	107	1904,9	1904,8	1904,8	1904,9	17,8
	5	106	1891,6	1891,6	1891,6	1891,6	17,8
5°	1	104	1855,6	1855,6	1855,5	1855,6	17,8
	2	105	1896,6	1896,5	1896,6	1896,6	18,1
	3	105	1860,9	1860,8	1861,0	1860,9	17,7
	4	107	1907,1	1907,2	1907,1	1907,1	17,8
	5	106	1893,1	1892,9	1892,9	1893,0	17,9
6°	1	104	1891,6	1891,4	1891,6	1891,6	18,2
	2	105	1895,9	1896,0	1896,2	1896,1	18,1
	3	105	1854,8	1854,7	1854,6	1854,7	17,7
	4	107	1899,4	1899,4	1899,3	1899,4	17,8
	5	106	1908,4	1908,4	1908,0	1908,3	18,0
7°	1	104	1863,0	1863,0	1863,0	1863,0	17,9
	2	105	1890,7	1890,8	1890,7	1890,7	18,0
	3	105	1853,1	1853,0	1853,1	1853,1	17,6
	4	107	1899,4	1899,5	1899,4	1899,4	17,8
	5	106	1886,3	1886,3	1886,2	1886,3	17,8
8°	1	104	1858,0	1857,9	1858,0	1857,9	17,9
	2	105	1872,0	1872,2	1872,2	1872,1	17,8
	3	105	1815,5	1815,3	1815,5	1815,4	17,3
	4	107	1862,3	1862,3	1862,2	1862,2	17,4
	5	106	1862,4	1862,3	1862,3	1862,3	17,6

9°	1	104	1863,3	1863,3	1863,2	1863,2	17,9
	2	105	1881,3	1881,3	1881,3	1881,3	17,9
	3	105	1838,3	1838,2	1838,2	1838,2	17,5
	4	107	1882,1	1882,1	1882,2	1882,1	17,6
	5	106	1874,6	1874,5	1874,5	1874,5	17,7

Tabela 55 - Frequência 17 Hz – Caso 1

FREQUÊNCIA 17 HZ – CASO 1							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	93	1876,7	1876,8	1876,5	1876,7	20,2
	2	91	1869,7	1869,7	1869,6	1869,7	20,5
	3	91	1867,8	1867,9	1867,9	1867,9	20,5
	4	93	1878,5	1878,4	1878,4	1878,5	20,2
	5	92	1846,3	1846,4	1846,4	1846,4	20,1
2°	1	93	1890,1	1890,1	1890,2	1890,1	20,3
	2	91	1875,3	1875,3	1875,1	1875,2	20,6
	3	91	1875,8	1875,7	1875,6	1875,7	20,6
	4	93	1890,9	1890,9	1890,9	1890,9	20,3
	5	92	1861,4	1861,4	1861,2	1861,3	20,2
3°	1	93	1860,9	1860,7	1860,8	1860,8	20,0
	2	91	1851,2	1851,0	1851,1	1851,1	20,3
	3	91	1844,5	1844,4	1844,3	1844,4	20,3
	4	93	1847,5	1847,5	1847,2	1847,4	19,9
	5	92	1842,0	1841,9	1841,8	1841,9	20,0
4°	1	93	1897,5	1897,4	1897,4	1897,5	20,4
	2	91	1885,3	1885,4	1885,3	1885,4	20,7
	3	91	1889,8	1889,9	1889,7	1889,8	20,8
	4	93	1902,3	1902,2	1902,1	1902,2	20,5
	5	92	1861,8	1861,7	1861,9	1861,8	20,2
5°	1	93	1898,4	1898,7	1898,4	1898,5	20,4
	2	91	1884,0	1884,0	1883,7	1883,9	20,7
	3	91	1889,5	1889,2	1889,4	1889,4	20,8
	4	93	1902,3	1902,2	1902,2	1902,2	20,5
	5	92	1867,1	1867,0	1866,9	1867,0	20,3
6°	1	93	1893,4	1893,2	1893,3	1893,3	20,4
	2	91	1882,0	1881,9	1881,8	1881,9	20,7
	3	91	1880,3	1880,2	1880,1	1880,2	20,7
	4	93	1889,6	1889,3	1889,3	1889,4	20,3
	5	92	1853,5	1853,6	1853,4	1853,5	20,1
7°	1	93	1892,1	1892,1	1892,0	1892,1	20,3
	2	91	1878,6	1878,5	1878,6	1878,6	20,6
	3	91	1883,2	1883,2	1883,3	1883,2	20,7
	4	93	1894,0	1894,0	1894,0	1894,0	20,4

	5	92	1857,1	1857,1	1857,1	1857,1	20,2
8°	1	93	1867,5	1867,4	1867,3	1867,4	20,1
	2	91	1851,4	1851,4	1851,5	1851,4	20,3
	3	91	1857,4	1857,4	1857,3	1857,3	20,4
	4	93	1867,8	1867,7	1867,7	1867,7	20,1
	5	92	1824,2	1824,1	1824,0	1824,1	19,8
9°	1	93	1876,0	1875,8	1875,8	1875,8	20,2
	2	91	1865,2	1865,3	1865,1	1865,2	20,5
	3	91	1868,0	1867,9	1867,9	1867,9	20,5
	4	93	1878,7	1878,5	1878,6	1878,6	20,2
	5	92	1841,3	1841,3	1841,3	1841,3	20,0

Tabela 56 - Frequência 19 Hz – Caso 1

FREQUÊNCIA 19 HZ – CASO 1							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	79	1805,3	1805,4	1805,2	1805,3	22,9
	2	81	1829,2	1829,2	1829,1	1829,2	22,6
	3	82	1848,3	1848,3	1848,2	1848,3	22,5
	4	83	1888,5	1888,4	1888,5	1888,5	22,8
	5	84	1898,5	1898,6	1898,6	1898,6	22,6
2°	1	79	1811,4	1811,5	1811,5	1811,5	22,9
	2	81	1836,6	1836,5	1836,4	1836,5	22,7
	3	82	1853,1	1853,0	1852,9	1853,0	22,6
	4	83	1894,4	1894,2	1894,1	1894,2	22,8
	5	84	1906,3	1906,4	1906,3	1906,3	22,7
3°	1	79	1784,8	1784,8	1784,7	1784,8	22,6
	2	81	1808,4	1808,5	1808,4	1808,4	22,3
	3	82	1823,4	1823,5	1823,5	1823,5	22,2
	4	83	1869,4	1869,3	1869,3	1869,3	22,5
	5	84	1877,9	1877,8	1877,8	1877,8	22,4
4°	1	79	1819,8	1819,7	1819,8	1819,8	23,0
	2	81	1834,5	1834,7	1834,7	1834,7	22,7
	3	82	1858,4	1858,5	1858,5	1858,5	22,7
	4	83	1908,7	1908,6	1908,6	1908,7	23,0
	5	84	1912,4	1912,5	1912,5	1912,5	22,8
5°	1	79	1822,3	1822,3	1822,5	1822,4	23,1
	2	81	1845,5	1845,3	1845,4	1845,4	22,8
	3	82	1863,9	1863,9	1863,7	1863,8	22,7
	4	83	1910,4	1910,2	1910,4	1910,3	23,0
	5	84	1912,7	1912,8	1912,7	1912,7	22,8
6°	1	79	1816,7	1816,6	1816,6	1816,7	23,0
	2	81	1841,8	1841,8	1841,9	1841,9	22,7
	3	82	1856,6	1856,6	1856,5	1856,6	22,6

	4	83	1899,8	1899,7	1899,8	1899,8	22,9
	5	84	1904,9	1904,8	1904,8	1904,9	22,7
7°	1	79	1819,0	1819,0	1818,9	1819,0	23,0
	2	81	1840,3	1840,3	1840,3	1840,3	22,7
	3	82	1859,0	1859,1	1859,0	1859,0	22,7
	4	83	1904,7	1904,8	1904,9	1904,8	22,9
	5	84	1908,4	1908,4	1908,3	1908,4	22,7
8°	1	79	1780,6	1780,7	1780,7	1780,6	22,5
	2	81	1800,4	1800,4	1800,5	1800,4	22,2
	3	82	1815,0	1814,9	1814,9	1814,9	22,1
	4	83	1851,8	1851,7	1851,7	1851,7	22,3
	5	84	1859,9	1859,9	1859,8	1859,8	22,1
9°	1	79	1801,5	1801,4	1801,4	1801,4	22,8
	2	81	1823,4	1823,4	1823,2	1823,3	22,5
	3	82	1840,3	1840,5	1840,3	1840,3	22,4
	4	83	1886,6	1886,6	1886,8	1886,6	22,7
	5	84	1890,7	1890,7	1890,8	1890,7	22,5

Tabela 57 - Frequência 21 Hz – Caso 1

FREQUÊNCIA 21 HZ – CASO 1							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	73	1847,7	1847,5	1847,5	1847,6	25,3
	2	74	1858,7	1858,8	1858,8	1858,8	25,1
	3	73	1857,1	1857,0	1857,1	1857,1	25,4
	4	72	1850,2	1850,3	1850,1	1850,2	25,7
	5	74	1856,4	1856,4	1856,5	1856,5	25,1
2°	1	73	1859,6	1859,4	1859,5	1859,5	25,5
	2	74	1865,5	1865,6	1865,4	1865,5	25,2
	3	73	1853,1	1853,2	1853,2	1853,2	25,4
	4	72	1850,1	1850,2	1850,2	1850,2	25,7
	5	74	1861,9	1862,0	1861,8	1861,9	25,2
3°	1	73	1816,1	1816,2	1816,1	1816,1	24,9
	2	74	1835,0	1835,1	1835,1	1835,1	24,8
	3	73	1822,9	1822,8	1822,8	1822,8	25,0
	4	72	1826,5	1826,5	1826,1	1826,4	25,4
	5	74	1831,4	1831,3	1831,4	1831,4	24,7
4°	1	73	1861,1	1861,0	1861,0	1861,1	25,5
	2	74	1870,5	1870,5	1870,6	1870,6	25,3
	3	73	1856,8	1856,8	1856,9	1856,9	25,4
	4	72	1867,4	1867,5	1867,4	1867,5	25,9
	5	74	1875,1	1874,9	1875,0	1875,0	25,3
5°	1	73	1867,0	1867,1	1866,9	1867,0	25,6
	2	74	1873,4	1873,5	1873,5	1873,5	25,3

	3	73	1859,1	1859,1	1859,2	1859,1	25,5
	4	72	1862,3	1862,3	1862,2	1862,3	25,9
	5	74	1870,0	1869,9	1870,0	1870,0	25,3
6°	1	73	1851,5	1851,6	1851,4	1851,5	25,4
	2	74	1861,6	1861,4	1861,6	1861,6	25,2
	3	73	1849,2	1849,4	1849,4	1849,4	25,3
	4	72	1855,4	1855,4	1855,4	1855,4	25,8
	5	74	1858,9	1859,1	1859,1	1859,1	25,1
7°	1	73	1865,7	1865,6	1865,6	1865,6	25,6
	2	74	1868,5	1868,5	1868,6	1868,5	25,3
	3	73	1844,9	1845,0	1844,9	1844,9	25,3
	4	72	1861,2	1861,3	1861,1	1861,2	25,9
	5	74	1866,5	1866,5	1866,4	1866,5	25,2
8°	1	73	1792,6	1792,5	1792,6	1792,5	24,6
	2	74	1819,2	1819,1	1819,2	1819,1	24,6
	3	73	1812,8	1812,7	1812,8	1812,7	24,8
	4	72	1826,1	1826,1	1826,2	1826,1	25,4
	5	74	1832,8	1832,7	1832,7	1832,7	24,8
9°	1	73	1843,6	1843,5	1843,4	1843,5	25,3
	2	74	1850,1	1850,0	1850,0	1850,0	25,0
	3	73	1836,5	1836,5	1836,6	1836,5	25,2
	4	72	1839,9	1840,0	1840,0	1839,9	25,6
	5	74	1846,2	1846,3	1846,3	1846,2	24,9

Tabela 58 - Frequência 23 Hz – Caso 1

FREQUÊNCIA 23 HZ – CASO 1							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	64	1842,0	1842,0	1841,9	1842,0	28,8
	2	66	1854,7	1854,8	1854,6	1854,7	28,1
	3	64	1768,6	1768,5	1768,5	1768,6	27,6
	4	66	1864,9	1864,9	1864,8	1864,9	28,3
	5	67	1874,0	1873,9	1873,9	1874,0	28,0
2°	1	64	1848,3	1848,3	1848,5	1848,4	28,9
	2	66	1862,7	1862,9	1863,0	1862,9	28,2
	3	64	1771,5	1771,4	1771,3	1771,4	27,7
	4	66	1871,8	1871,8	1871,7	1871,8	28,4
	5	67	1877,4	1877,3	1877,3	1877,3	28,0
3°	1	64	1819,7	1819,5	1819,6	1819,6	28,4
	2	66	1828,8	1828,7	1828,8	1828,8	27,7
	3	64	1747,7	1747,6	1747,5	1747,6	27,3
	4	66	1839,2	1839,1	1838,9	1839,1	27,9
	5	67	1845,5	1845,6	1845,7	1845,6	27,5
4°	1	64	1861,4	1861,3	1861,3	1861,4	29,1

	2	66	1870,5	1870,6	1870,6	1870,6	28,3
	3	64	1777,6	1777,5	1777,5	1777,6	27,8
	4	66	1880,4	1880,3	1880,3	1880,4	28,5
	5	67	1886,3	1886,3	1886,2	1886,3	28,2
5°	1	64	1855,7	1855,7	1855,8	1855,7	29,0
	2	66	1868,1	1868,1	1868,2	1868,1	28,3
	3	64	1775,9	1775,9	1775,9	1775,9	27,7
	4	66	1877,6	1877,7	1877,5	1877,6	28,4
	5	67	1884,5	1884,6	1884,5	1884,5	28,1
6°	1	64	1847,2	1847,1	1847,3	1847,2	28,9
	2	66	1854,2	1854,3	1854,2	1854,3	28,1
	3	64	1771,9	1771,9	1772,0	1772,0	27,7
	4	66	1863,9	1863,8	1863,8	1863,9	28,2
	5	67	1877,9	1877,9	1878,0	1878,0	28,0
7°	1	64	1852,7	1852,7	1852,8	1852,7	28,9
	2	66	1862,6	1862,7	1862,7	1862,7	28,2
	3	64	1775,5	1775,5	1775,6	1775,5	27,7
	4	66	1873,2	1873,3	1873,2	1873,2	28,4
	5	67	1884,2	1884,0	1884,1	1884,1	28,1
8°	1	64	1821,3	1821,4	1821,3	1821,3	28,5
	2	66	1831,5	1831,5	1831,3	1831,4	27,7
	3	64	1744,2	1744,1	1744,1	1744,1	27,3
	4	66	1839,6	1839,6	1839,7	1839,6	27,9
	5	67	1849,2	1849,3	1849,4	1849,3	27,6
9°	1	64	1836,8	1836,8	1837,0	1836,8	28,7
	2	66	1845,9	1845,9	1846,0	1845,9	28,0
	3	64	1758,7	1758,5	1758,5	1758,5	27,5
	4	66	1855,2	1855,2	1855,1	1855,1	28,1
	5	67	1864,8	1864,9	1864,8	1864,8	27,8

Tabela 59 - Frequência 9 Hz – Caso 2

FREQUÊNCIA 9 HZ – CASO 2							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	2	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	3	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	4	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	5	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2°	1	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	2	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	3	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	4	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	5	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

3°	1	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	2	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	3	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	4	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	5	131	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4°	1	131	1403,9	1404,0	1403,9	1403,9	10,7
	2	131	1405,1	1405,2	1405,2	1405,2	10,7
	3	131	1432,6	1432,6	1432,7	1432,6	10,9
	4	131	1506,7	1506,6	1506,7	1506,7	11,5
	5	131	1397,5	1397,5	1397,4	1397,5	10,7
5°	1	131	1444,0	1444,2	1444,3	1444,2	11,0
	2	131	1443,3	1443,3	1443,3	1443,3	11,0
	3	131	1445,1	1445,1	1445,0	1445,1	11,0
	4	131	1504,7	1504,7	1504,8	1504,8	11,5
	5	131	1372,8	1372,7	1372,8	1372,8	10,5
6°	1	131	816,5	816,6	816,4	816,5	6,2
	2	131	804,7	804,8	804,9	804,8	6,1
	3	131	836,0	836,1	836,2	836,1	6,4
	4	131	889,4	889,4	889,5	889,5	6,8
	5	131	817,8	817,7	817,9	817,8	6,2
7°	1	131	1851,7	1851,7	1851,5	1851,7	14,1
	2	131	1906,5	1906,6	1906,7	1906,6	14,6
	3	131	1893,0	1893,1	1893,1	1893,1	14,5
	4	131	1717,3	1717,4	1717,2	1717,3	13,1
	5	131	1876,8	1876,9	1877,0	1876,9	14,3
8°	1	131	1961,6	1961,6	1961,5	1961,5	15,0
	2	131	1961,8	1961,8	1961,9	1961,8	15,0
	3	131	1976,7	1976,7	1976,6	1976,6	15,1
	4	131	1982,1	1982,2	1982,1	1982,1	15,1
	5	131	1981,1	1981,1	1981,0	1981,0	15,1
9°	1	131	1973,9	1973,9	1973,8	1973,9	15,1
	2	131	2010,6	2010,7	2010,7	2010,7	15,3
	3	131	2003,6	2003,8	2003,8	2003,8	15,3
	4	131	1966,8	1966,9	1967,0	1966,9	15,0
	5	131	1982,3	1982,3	1982,2	1982,3	15,1

Tabela 60 - Frequência 11 Hz – Caso 2

FREQUÊNCIA 11 HZ – CASO 2							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	139	1857,5	1857,4	1857,4	1857,4	13,4
	2	139	1852,0	1852,1	1851,9	1852,0	13,3
	3	139	1868,8	1868,8	1868,9	1868,8	13,4
	4	139	1870,9	1871,1	1871,1	1871,0	13,5

	5	139	1861,1	1861,1	1861,2	1861,1	13,4
2°	1	139	1887,9	1888,0	1888,0	1887,9	13,6
	2	139	1899,9	1900,1	1900,1	1900,0	13,7
	3	139	1895,3	1895,3	1895,2	1895,2	13,6
	4	139	1899,6	1899,6	1899,5	1899,5	13,7
	5	139	1892,0	1892,2	1892,2	1892,1	13,6
3°	1	139	1874,1	1874,1	1874,2	1874,1	13,5
	2	139	1886,6	1886,6	1886,5	1886,5	13,6
	3	139	1883,4	1883,5	1883,4	1883,4	13,5
	4	139	1875,0	1875,0	1875,0	1875,0	13,5
	5	139	1874,4	1874,3	1874,3	1874,3	13,5
4°	1	139	1819,9	1819,9	1820,0	1819,9	13,1
	2	139	1839,3	1839,4	1839,4	1839,4	13,2
	3	139	1836,3	1836,3	1836,1	1836,2	13,2
	4	139	1834,3	1834,4	1834,3	1834,3	13,2
	5	139	1824,0	1823,9	1824,1	1824,0	13,1
5°	1	139	1929,4	1929,5	1929,5	1929,5	13,9
	2	139	1956,2	1956,2	1956,3	1956,3	14,1
	3	139	1964,3	1964,3	1964,2	1964,3	14,1
	4	139	1954,6	1954,6	1954,4	1954,6	14,1
	5	139	1940,5	1940,5	1940,5	1940,5	14,0
6°	1	139	1925,2	1925,2	1925,2	1925,2	13,9
	2	139	1945,5	1945,4	1945,5	1945,5	14,0
	3	139	1956,0	1956,1	1955,9	1956,0	14,1
	4	139	1941,7	1941,6	1941,7	1941,7	14,0
	5	139	1939,5	1939,4	1939,3	1939,4	14,0
7°	1	139	1918,6	1918,6	1918,6	1918,6	13,8
	2	139	1926,1	1925,9	1925,9	1926,0	13,9
	3	139	1938,0	1937,9	1937,8	1937,9	13,9
	4	139	1931,6	1931,6	1931,4	1931,6	13,9
	5	139	1924,0	1924,1	1924,1	1924,1	13,8
8°	1	139	1914,0	1913,9	1914,0	1913,9	13,8
	2	139	1941,6	1941,7	1941,7	1941,6	14,0
	3	139	1941,6	1941,7	1941,4	1941,5	14,0
	4	139	1937,0	1937,2	1937,1	1937,1	13,9
	5	139	1926,7	1926,7	1926,6	1926,6	13,9
9°	1	139	1876,1	1876,2	1876,2	1876,2	13,5
	2	139	1883,6	1883,6	1883,5	1883,6	13,6
	3	139	1896,0	1896,1	1896,2	1896,1	13,6
	4	139	1895,4	1895,5	1895,4	1895,5	13,6
	5	139	1881,2	1881,2	1881,0	1881,2	13,5

Tabela 61 - Frequência 13 Hz – Caso 2

FREQUÊNCIA 13 HZ – CASO 2							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	120	1825,4	1825,4	1825,5	1825,4	15,2
	2	120	1866,7	1866,7	1866,8	1866,7	15,6
	3	120	1866,4	1866,6	1866,6	1866,5	15,6
	4	120	1878,4	1878,4	1878,4	1878,4	15,7
	5	120	1870,1	1870,1	1870,2	1870,1	15,6
2°	1	120	1851,8	1852,0	1851,9	1851,9	15,4
	2	120	1899,5	1899,5	1899,6	1899,5	15,8
	3	120	1896,5	1896,4	1896,6	1896,5	15,8
	4	120	1908,3	1908,3	1908,4	1908,3	15,9
	5	120	1899,6	1899,6	1899,6	1899,6	15,8
3°	1	120	1843,0	1843,0	1842,9	1842,9	15,4
	2	120	1886,1	1886,1	1886,1	1886,1	15,7
	3	120	1884,1	1884,1	1884,0	1884,0	15,7
	4	120	1893,8	1893,7	1893,7	1893,7	15,8
	5	120	1887,0	1887,0	1886,9	1886,9	15,7
4°	1	120	1783,8	1783,7	1783,8	1783,8	14,9
	2	120	1828,5	1828,6	1828,5	1828,5	15,2
	3	120	1824,2	1824,2	1824,1	1824,2	15,2
	4	120	1833,5	1833,6	1833,6	1833,6	15,3
	5	120	1826,9	1826,9	1827,0	1826,9	15,2
5°	1	120	1906,4	1906,5	1906,4	1906,5	15,9
	2	120	1949,9	1949,9	1949,8	1949,9	16,2
	3	120	1945,7	1945,8	1945,6	1945,7	16,2
	4	120	1958,3	1958,3	1958,3	1958,3	16,3
	5	120	1940,0	1940,0	1940,0	1940,0	16,2
6°	1	120	1893,3	1893,2	1893,3	1893,3	15,8
	2	120	1942,0	1941,9	1942,1	1942,0	16,2
	3	120	1937,1	1937,1	1937,2	1937,2	16,1
	4	120	1948,9	1949,0	1949,0	1949,0	16,2
	5	120	1940,3	1940,3	1940,4	1940,4	16,2
7°	1	120	1880,1	1880,1	1880,1	1880,1	15,7
	2	120	1929,9	1935,7	1929,8	1931,8	16,1
	3	120	1925,8	1925,9	1925,7	1925,8	16,0
	4	120	1937,7	1937,8	1937,9	1937,8	16,1
	5	120	1931,7	1931,7	1931,7	1931,7	16,1
8°	1	120	1882,4	1882,4	1882,3	1882,3	15,7
	2	120	1926,9	1927,0	1926,9	1926,9	16,1
	3	120	1924,7	1924,7	1924,6	1924,6	16,0
	4	120	1936,4	1936,5	1936,4	1936,4	16,1

	5	120	1930,0	1930,0	1929,8	1929,9	16,1
9°	1	120	1850,6	1850,7	1850,7	1850,7	15,4
	2	120	1892,7	1892,7	1892,8	1892,8	15,8
	3	120	1886,7	1886,9	1886,9	1886,9	15,7
	4	120	1901,4	1901,4	1901,6	1901,5	15,8
	5	120	1895,2	1895,3	1895,3	1895,3	15,8

Tabela 62 - Frequência 15 Hz – Caso 2

FREQUÊNCIA 15 HZ – CASO 2							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	104	1861,9	1861,9	1861,8	1861,8	17,9
	2	104	1849,8	1849,8	1849,6	1849,7	17,8
	3	104	1867,4	1867,5	1867,5	1867,4	18,0
	4	104	1859,8	1859,6	1859,8	1859,7	17,9
	5	104	1853,7	1854,0	1853,6	1853,7	17,8
2°	1	104	1887,1	1887,2	1887,1	1887,1	18,1
	2	104	1873,9	1873,9	1873,8	1873,8	18,0
	3	104	1895,6	1895,7	1895,5	1895,6	18,2
	4	104	1889,5	1889,5	1889,5	1889,5	18,2
	5	104	1881,1	1881,2	1881,1	1881,1	18,1
3°	1	104	1874,4	1874,4	1874,4	1874,4	18,0
	2	104	1866,0	1865,9	1866,1	1866,0	17,9
	3	104	1883,7	1883,8	1883,6	1883,7	18,1
	4	104	1881,2	1881,1	1881,0	1881,1	18,1
	5	104	1871,1	1871,1	1870,9	1871,0	18,0
4°	1	104	1815,2	1815,2	1815,2	1815,2	17,5
	2	104	1805,0	1804,9	1805,0	1805,0	17,4
	3	104	1821,2	1821,1	1821,1	1821,1	17,5
	4	104	1816,0	1816,1	1816,0	1816,0	17,5
	5	104	1805,5	1805,5	1805,4	1805,5	17,4
5°	1	104	1901,5	1901,5	1901,6	1901,6	18,3
	2	104	1921,7	1921,9	1921,8	1921,8	18,5
	3	104	1909,5	1909,4	1909,3	1909,4	18,4
	4	104	1932,0	1931,9	1932,0	1932,0	18,6
	5	104	1925,1	1925,1	1924,9	1925,1	18,5
6°	1	104	1923,4	1923,4	1923,2	1923,4	18,5
	2	104	1913,5	1913,5	1913,6	1913,6	18,4
	3	104	1929,3	1929,3	1929,1	1929,3	18,6
	4	104	1926,7	1926,7	1926,7	1926,7	18,5
	5	104	1917,6	1917,7	1917,4	1917,6	18,4
7°	1	104	1914,6	1914,6	1914,5	1914,6	18,4
	2	104	1904,8	1904,9	1904,9	1904,9	18,3
	3	104	1921,3	1921,4	1921,1	1921,3	18,5

	4	104	1916,7	1916,8	1916,8	1916,8	18,4
	5	104	1910,5	1910,5	1910,4	1910,5	18,4
8°	1	104	1910,5	1910,5	1910,6	1910,5	18,4
	2	104	1901,8	1901,8	1901,7	1901,7	18,3
	3	104	1917,1	1917,0	1917,1	1917,0	18,4
	4	104	1913,6	1913,7	1913,7	1913,6	18,4
	5	104	1905,5	1905,6	1905,7	1905,6	18,3
9°	1	104	1878,3	1878,3	1878,0	1878,2	18,1
	2	104	1868,7	1868,7	1868,6	1868,7	18,0
	3	104	1882,4	1882,4	1882,3	1882,4	18,1
	4	104	1880,1	1880,1	1880,0	1880,1	18,1
	5	104	1871,4	1871,4	1871,2	1871,4	18,0

Tabela 63 - Frequência 17 Hz – Caso 2

FREQUÊNCIA 17 HZ – CASO 2							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	91	1843,8	1843,9	1844,0	1843,9	20,3
	2	91	1871,6	1871,6	1871,7	1871,6	20,6
	3	91	1871,7	1871,7	1871,6	1871,6	20,6
	4	91	1884,3	1884,3	1884,4	1884,3	20,7
	5	91	1883,5	1883,5	1883,5	1883,5	20,7
2°	1	91	1869,7	1869,8	1869,9	1869,8	20,5
	2	91	1898,6	1898,5	1898,6	1898,5	20,9
	3	91	1893,3	1893,3	1893,3	1893,3	20,8
	4	91	1902,0	1902,1	1902,0	1902,0	20,9
	5	91	1901,4	1901,8	1901,5	1901,5	20,9
3°	1	91	1860,3	1860,3	1860,4	1860,3	20,4
	2	91	1886,7	1886,8	1886,7	1886,7	20,7
	3	91	1887,5	1887,6	1887,6	1887,5	20,7
	4	91	1900,7	1900,7	1900,5	1900,6	20,9
	5	91	1899,2	1899,3	1899,1	1899,2	20,9
4°	1	91	1795,5	1795,5	1795,5	1795,5	19,7
	2	91	1822,3	1822,2	1822,2	1822,2	20,0
	3	91	1818,5	1818,6	1818,6	1818,6	20,0
	4	91	1841,1	1841,0	1840,9	1841,0	20,2
	5	91	1838,8	1838,9	1838,8	1838,8	20,2
5°	1	91	1929,1	1929,1	1929,2	1929,2	21,2
	2	91	1961,8	1961,8	1961,5	1961,7	21,6
	3	91	1960,5	1960,4	1960,4	1960,5	21,5
	4	91	1933,6	1933,7	1933,5	1933,6	21,2
	5	91	1923,7	1923,7	1923,6	1923,7	21,1
6°	1	91	1902,7	1902,7	1902,6	1902,7	20,9
	2	91	1931,8	1931,9	1931,9	1931,9	21,2

	3	91	1932,0	1932,0	1931,8	1932,0	21,2
	4	91	1943,8	1943,7	1943,9	1943,8	21,4
	5	91	1941,4	1941,4	1941,4	1941,4	21,3
7°	1	91	1897,2	1897,2	1897,2	1897,2	20,8
	2	91	1925,9	1925,9	1925,8	1925,9	21,2
	3	91	1923,6	1923,5	1923,7	1923,6	21,1
	4	91	1927,9	1928,0	1927,7	1927,9	21,2
	5	91	1925,5	1925,6	1925,5	1925,6	21,2
8°	1	91	1891,6	1891,7	1891,5	1891,6	20,8
	2	91	1921,2	1921,2	1921,1	1921,1	21,1
	3	91	1918,6	1918,7	1918,5	1918,6	21,1
	4	91	1924,0	1924,0	1924,1	1924,0	21,1
	5	91	1919,2	1919,3	1919,1	1919,2	21,1
9°	1	91	1858,7	1858,6	1858,9	1858,8	20,4
	2	91	1886,5	1886,6	1886,5	1886,6	20,7
	3	91	1884,7	1884,8	1884,7	1884,8	20,7
	4	91	1895,5	1895,5	1895,4	1895,5	20,8
	5	91	1895,2	1895,3	1895,1	1895,2	20,8

Tabela 64 - Frequência 19 Hz – Caso 2

FREQUÊNCIA 19 HZ – CASO 2							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	82	1843,7	1843,6	1843,6	1843,6	22,5
	2	82	1880,8	1880,7	1880,6	1880,7	22,9
	3	82	1872,6	1872,8	1872,7	1872,7	22,8
	4	82	1865,8	1865,9	1865,8	1865,8	22,8
	5	82	1871,1	1871,2	1871,1	1871,1	22,8
2°	1	82	1873,5	1873,5	1873,5	1873,5	22,8
	2	82	1911,1	1911,1	1911,0	1911,0	23,3
	3	82	1900,2	1900,2	1900,1	1900,1	23,2
	4	82	1895,4	1895,5	1895,5	1895,4	23,1
	5	82	1903,5	1903,3	1903,4	1903,4	23,2
3°	1	82	1858,2	1858,1	1858,2	1858,1	22,7
	2	82	1896,6	1896,7	1896,4	1896,5	23,1
	3	82	1887,0	1887,1	1887,1	1887,0	23,0
	4	82	1880,1	1880,1	1880,0	1880,0	22,9
	5	82	1888,9	1888,9	1889,0	1888,9	23,0
4°	1	82	1793,2	1793,2	1793,0	1793,1	21,9
	2	82	1829,2	1829,1	1829,3	1829,2	22,3
	3	82	1817,9	1817,8	1817,9	1817,9	22,2
	4	82	1811,4	1811,5	1811,4	1811,4	22,1
	5	82	1820,2	1820,2	1820,3	1820,2	22,2

5°	1	82	1926,8	1926,7	1926,6	1926,7	23,5
	2	82	1969,9	1970,0	1969,9	1970,0	24,0
	3	82	1957,7	1957,7	1957,5	1957,7	23,9
	4	82	1951,0	1951,0	1951,2	1951,1	23,8
	5	82	1958,5	1958,6	1958,7	1958,6	23,9
6°	1	82	1900,1	1900,1	1900,2	1900,2	23,2
	2	82	1939,9	1939,9	1939,8	1939,9	23,7
	3	82	1929,3	1929,3	1929,2	1929,3	23,5
	4	82	1924,1	1924,0	1924,1	1924,1	23,5
	5	82	1948,7	1948,8	1948,8	1948,8	23,8
7°	1	82	1893,0	1892,9	1892,8	1892,9	23,1
	2	82	1934,1	1934,1	1934,0	1934,1	23,6
	3	82	1923,1	1923,3	1923,2	1923,2	23,5
	4	82	1917,5	1917,6	1917,4	1917,5	23,4
	5	82	1924,6	1924,7	1924,4	1924,6	23,5
8°	1	82	1889,6	1889,5	1889,6	1889,5	23,0
	2	82	1929,6	1929,6	1929,6	1929,6	23,5
	3	82	1919,4	1919,5	1919,4	1919,4	23,4
	4	82	1911,0	1911,1	1911,1	1911,0	23,3
	5	82	1920,2	1920,3	1920,4	1920,3	23,4
9°	1	82	1855,0	1855,1	1855,0	1855,1	22,6
	2	82	1894,5	1894,6	1894,5	1894,6	23,1
	3	82	1883,6	1883,7	1883,7	1883,7	23,0
	4	82	1876,9	1876,9	1877,0	1877,0	22,9
	5	82	1885,3	1885,4	1885,3	1885,4	23,0

Tabela 65 - Frequência 21 Hz – Caso 2

FREQUÊNCIA 21 HZ – CASO 2							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	73	1833,3	1833,5	1833,4	1833,4	25,1
	2	73	1856,3	1856,3	1856,1	1856,2	25,4
	3	73	1871,1	1871,1	1870,9	1871,0	25,6
	4	73	1873,3	1873,4	1873,4	1873,3	25,7
	5	73	1878,4	1878,4	1878,5	1878,4	25,7
2°	1	73	1859,8	1859,8	1859,9	1859,8	25,5
	2	73	1887,7	1887,6	1887,5	1887,6	25,9
	3	73	1901,9	1901,9	1902,0	1901,9	26,1
	4	73	1905,3	1905,4	1905,4	1905,3	26,1
	5	73	1907,4	1907,5	1907,4	1907,4	26,1
3°	1	73	1847,6	1847,7	1847,6	1847,6	25,3
	2	73	1871,9	1872,0	1872,1	1872,0	25,6
	3	73	1887,0	1887,1	1887,0	1887,0	25,8
	4	73	1890,7	1890,8	1890,7	1890,7	25,9

	5	73	1894,8	1894,7	1894,8	1894,7	26,0
4°	1	73	1779,5	1779,6	1779,4	1779,5	24,4
	2	73	1803,2	1803,1	1803,2	1803,2	24,7
	3	73	1814,2	1814,3	1814,2	1814,2	24,9
	4	73	1817,6	1817,6	1817,7	1817,6	24,9
	5	73	1819,3	1819,3	1819,3	1819,3	24,9
5°	1	73	1914,4	1914,3	1914,4	1914,4	26,2
	2	73	1944,0	1943,8	1944,0	1944,0	26,6
	3	73	1958,0	1958,0	1958,1	1958,1	26,8
	4	73	1961,0	1961,0	1960,9	1961,0	26,9
	5	73	1965,0	1964,9	1964,8	1964,9	26,9
6°	1	73	1890,7	1890,8	1890,6	1890,7	25,9
	2	73	1915,9	1916,1	1915,8	1916,0	26,2
	3	73	1928,1	1928,2	1928,1	1928,2	26,4
	4	73	1931,7	1931,8	1931,7	1931,8	26,5
	5	73	1936,8	1936,6	1936,9	1936,8	26,5
7°	1	73	1884,0	1884,0	1884,2	1884,1	25,8
	2	73	1908,6	1908,7	1908,5	1908,6	26,1
	3	73	1922,0	1922,2	1922,1	1922,1	26,3
	4	73	1923,5	1923,4	1923,5	1923,5	26,3
	5	73	1929,6	1929,6	1929,7	1929,7	26,4
8°	1	73	1877,4	1877,3	1877,3	1877,3	25,7
	2	73	1901,8	1901,6	1901,7	1901,7	26,1
	3	73	1881,3	1881,2	1881,3	1881,2	25,8
	4	73	1917,5	1917,6	1917,7	1917,6	26,3
	5	73	1922,4	1922,5	1922,4	1922,4	26,3
9°	1	73	1843,6	1843,6	1843,7	1843,7	25,3
	2	73	1865,7	1865,8	1865,7	1865,8	25,6
	3	73	1914,2	1914,3	1914,2	1914,3	26,2
	4	73	1882,6	1882,6	1882,7	1882,7	25,8
	5	73	1888,7	1888,6	1888,7	1888,7	25,9

Tabela 66 - Frequência 23 Hz – Caso 2

FREQUÊNCIA 23 HZ – CASO 2							
Quadrante	Testes	Tempo [s]	m_1 [g]	m_2 [g]	m_3 [g]	m_avg [g]	Vazão mássica média [g/s]
1°	1	65	1863,5	1863,5	1863,4	1863,4	28,7
	2	65	1822,2	1822,2	1822,1	1822,1	28,0
	3	65	1835,6	1835,7	1835,6	1835,6	28,2
	4	65	1830,4	1830,4	1830,4	1830,4	28,2
	5	65	1826,1	1826,3	1826,2	1826,2	28,1
2°	1	65	1889,3	1889,0	1889,1	1889,1	29,1
	2	65	1848,0	1848,1	1848,1	1848,0	28,4
	3	65	1871,5	1871,4	1871,5	1871,4	28,8

	4	65	1868,6	1868,5	1868,4	1868,5	28,7
	5	65	1859,9	1860,0	1860,1	1860,0	28,6
3°	1	65	1880,1	1880,1	1880,2	1880,1	28,9
	2	65	1839,6	1839,6	1839,7	1839,6	28,3
	3	65	1855,9	1855,9	1856,0	1855,9	28,6
	4	65	1852,3	1852,3	1852,4	1852,3	28,5
	5	65	1841,4	1841,5	1841,4	1841,4	28,3
4°	1	65	1812,1	1812,1	1812,2	1812,1	27,9
	2	65	1767,9	1767,9	1767,7	1767,8	27,2
	3	65	1780,8	1780,9	1780,9	1780,9	27,4
	4	65	1781,1	1781,2	1781,2	1781,2	27,4
	5	65	1772,1	1772,0	1772,1	1772,1	27,3
5°	1	65	1941,6	1941,7	1941,7	1941,7	29,9
	2	65	1908,0	1908,1	1908,1	1908,1	29,4
	3	65	1926,5	1926,6	1926,6	1926,6	29,6
	4	65	1921,5	1921,5	1921,5	1921,5	29,6
	5	65	1912,1	1912,3	1912,3	1912,3	29,4
6°	1	65	1922,2	1922,2	1921,9	1922,1	29,6
	2	65	1881,0	1881,0	1880,9	1881,0	28,9
	3	65	1895,9	1895,9	1896,0	1896,0	29,2
	4	65	1894,2	1894,1	1894,2	1894,2	29,1
	5	65	1883,9	1883,9	1884,0	1884,0	29,0
7°	1	65	1909,7	1909,8	1909,8	1909,8	29,4
	2	65	1873,4	1873,4	1873,5	1873,5	28,8
	3	65	1891,3	1891,4	1891,2	1891,3	29,1
	4	65	1886,3	1886,3	1886,4	1886,4	29,0
	5	65	1876,8	1876,8	1876,8	1876,8	28,9
8°	1	65	1904,3	1904,3	1904,1	1904,2	29,3
	2	65	1867,1	1867,2	1867,1	1867,1	28,7
	3	65	1883,2	1883,2	1883,3	1883,2	29,0
	4	65	1879,2	1879,2	1879,1	1879,1	28,9
	5	65	1870,6	1870,5	1870,5	1870,5	28,8
9°	1	65	1873,0	1873,1	1873,2	1873,1	28,8
	2	65	1831,9	1832,0	1832,0	1832,0	28,2
	3	65	1848,9	1849,1	1849,0	1849,0	28,4
	4	65	1843,0	1843,0	1842,8	1843,0	28,4
	5	65	1834,9	1834,8	1834,9	1834,9	28,2

Figura 67 - Distribuição da vazão mássica frequência 9 Hz – Caso 1

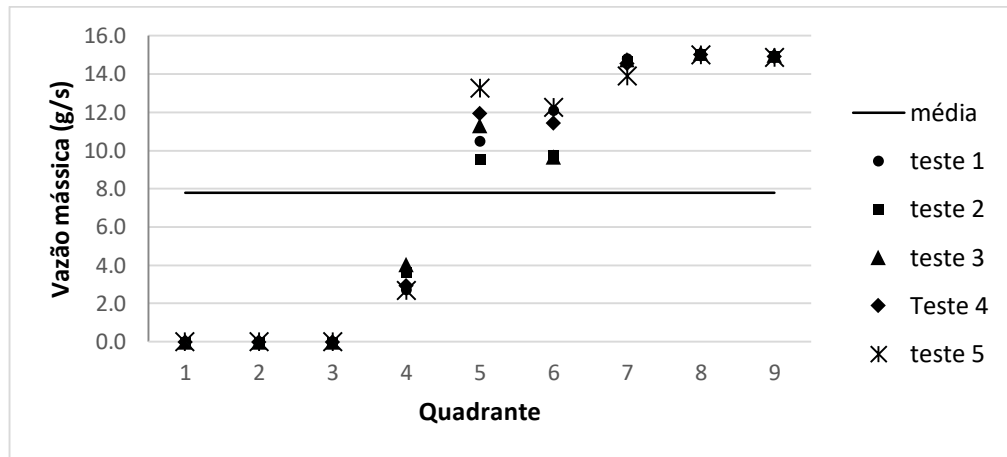


Figura 68 - Distribuição da vazão mássica frequência 13 Hz – Caso 1

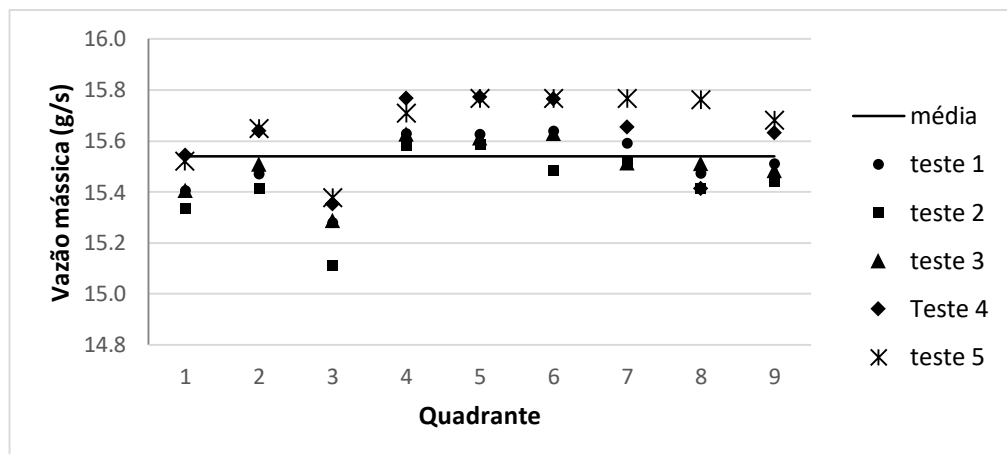


Figura 69 - Distribuição da vazão mássica frequência 15 Hz – Caso 1

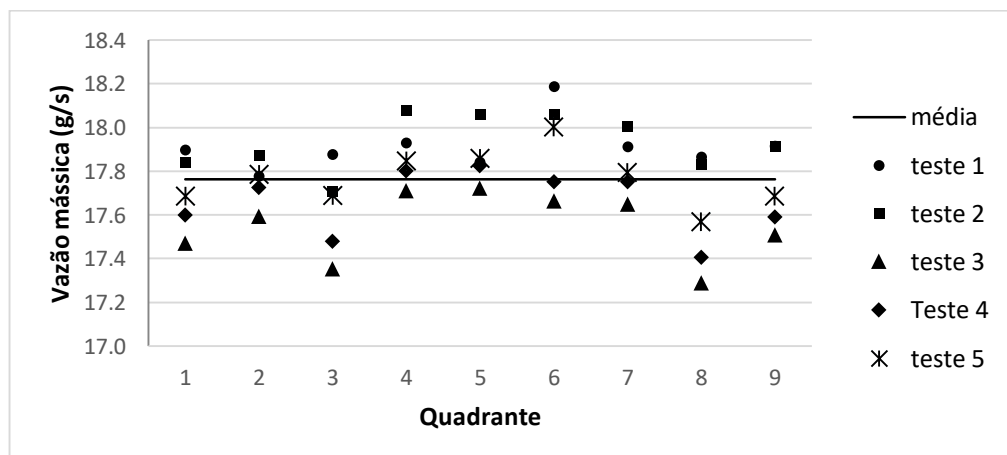


Figura 70 - Distribuição da vazão mássica frequência 17 Hz – Caso 1

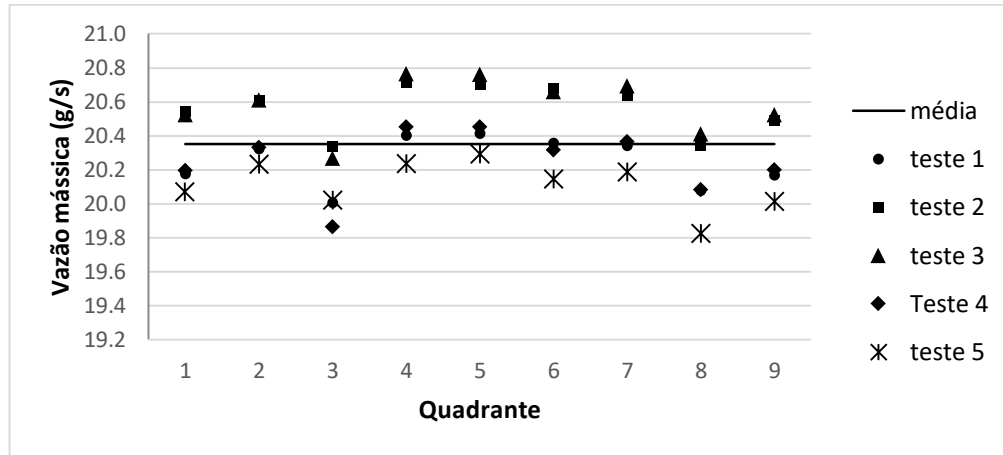


Figura 71 - Distribuição da vazão mássica frequência 19 Hz – Caso 1

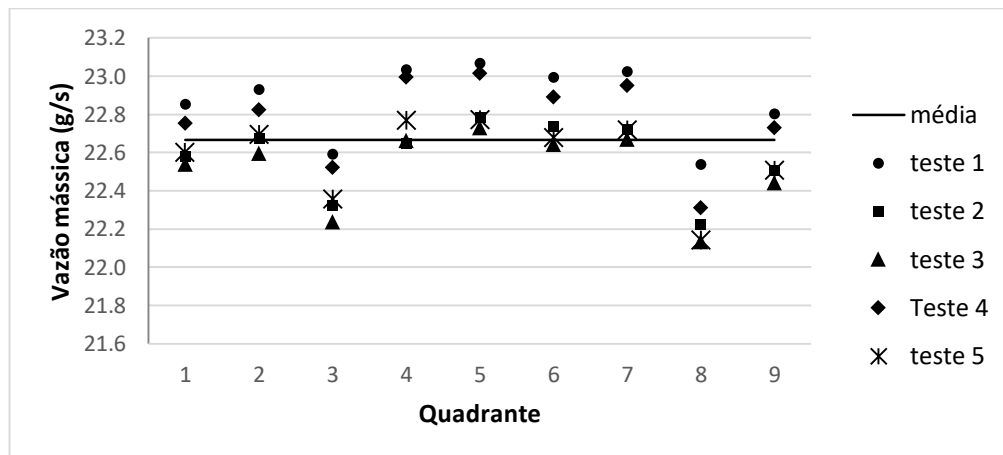


Figura 72 - Distribuição da vazão mássica frequência 21 Hz – Caso 1

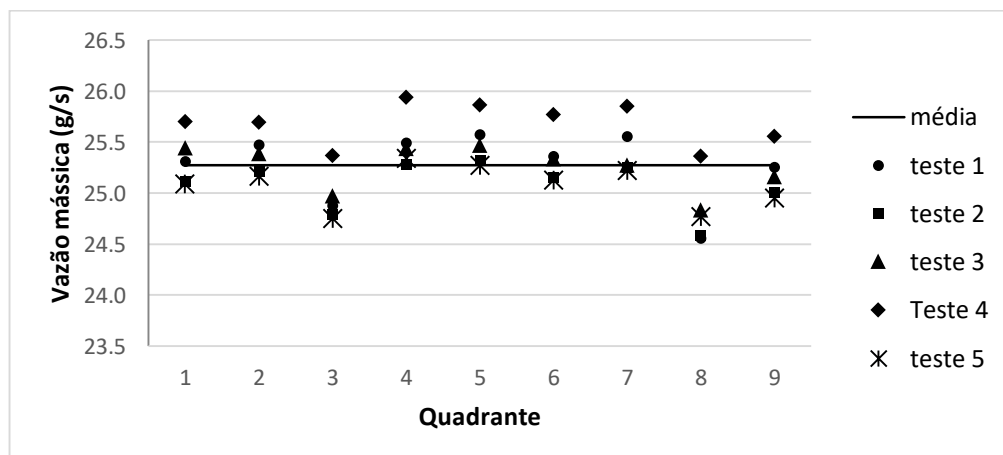


Figura 73 - Distribuição da vazão mássica frequência 21 Hz – Caso 1

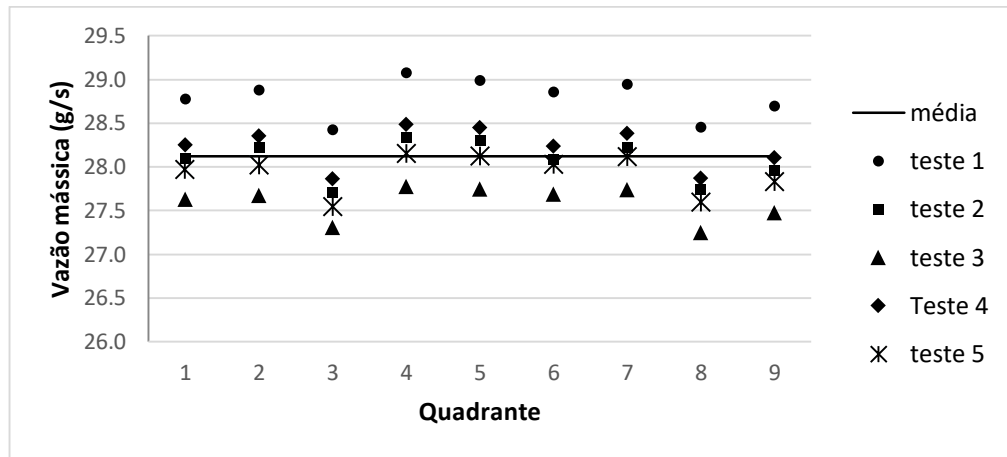


Figura 74 - Distribuição da vazão mássica frequência 9 Hz – Caso 2

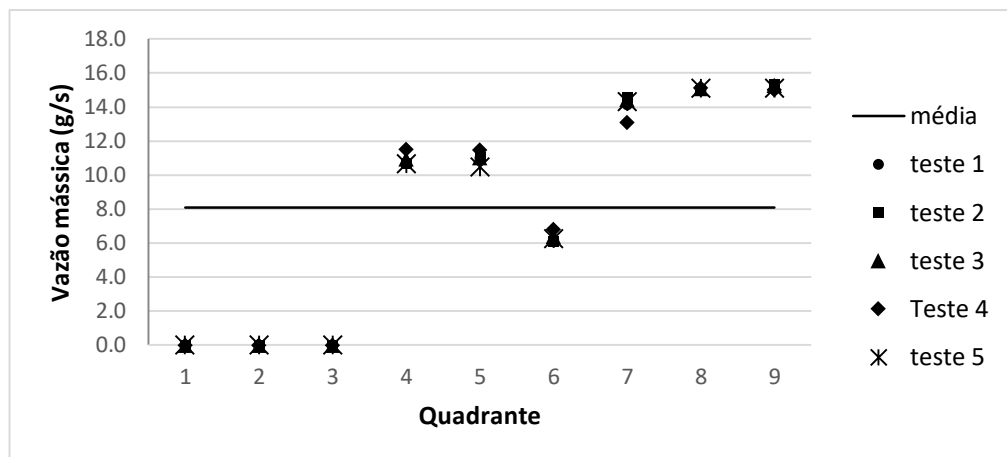


Figura 75 - Distribuição da vazão mássica frequência 11 Hz – Caso 2

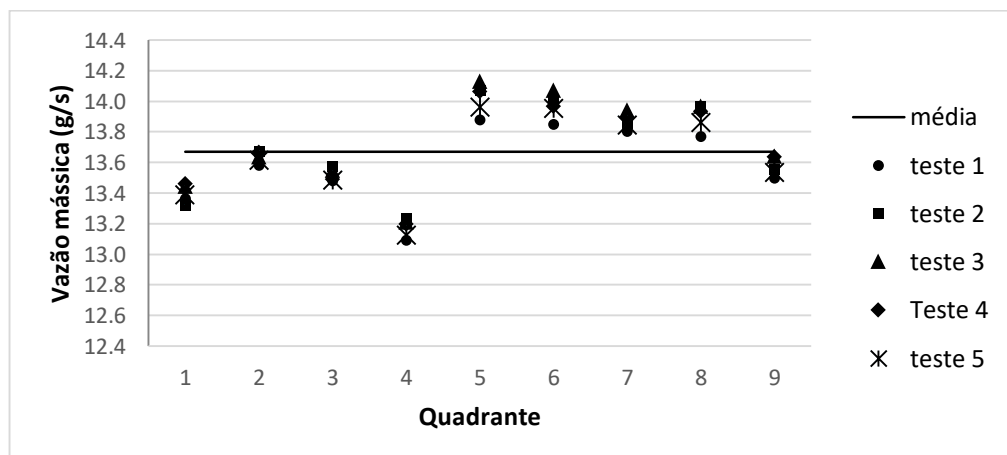


Figura 76 - Distribuição da vazão mássica frequência 13 Hz – Caso 2

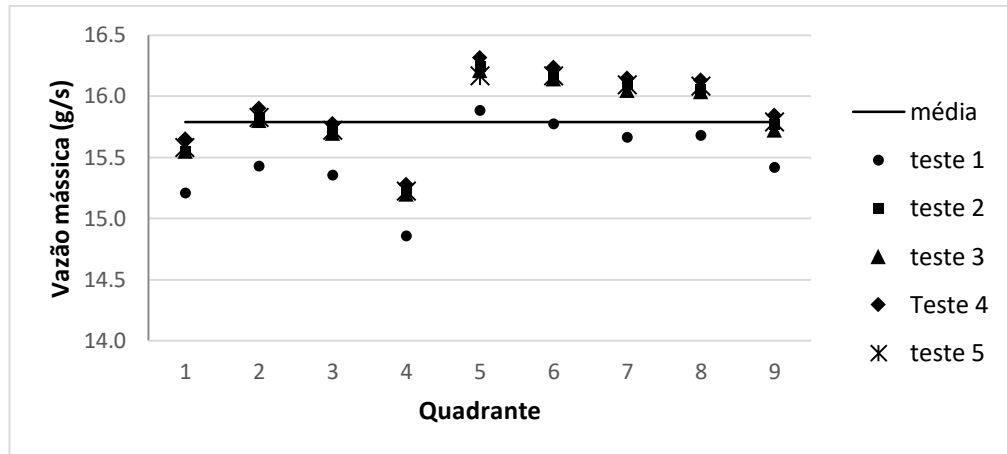


Figura 77 - Distribuição da vazão mássica frequência 15 Hz – Caso 2

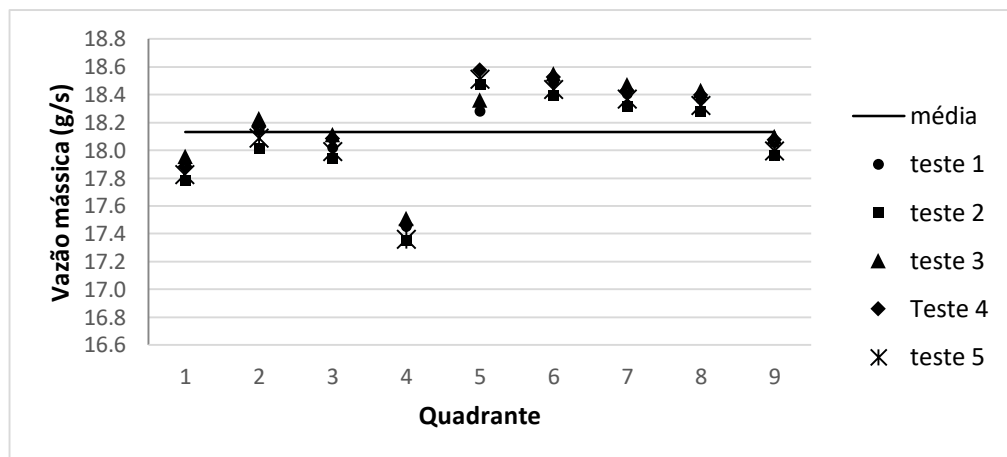


Figura 78 - Distribuição da vazão mássica frequência 17 Hz – Caso 2

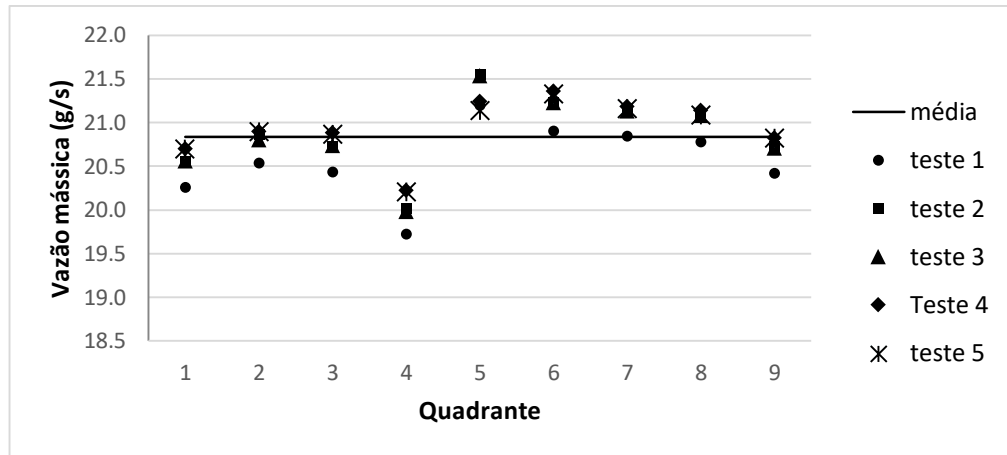


Figura 79 - Distribuição da vazão mássica frequência 19 Hz – Caso 2

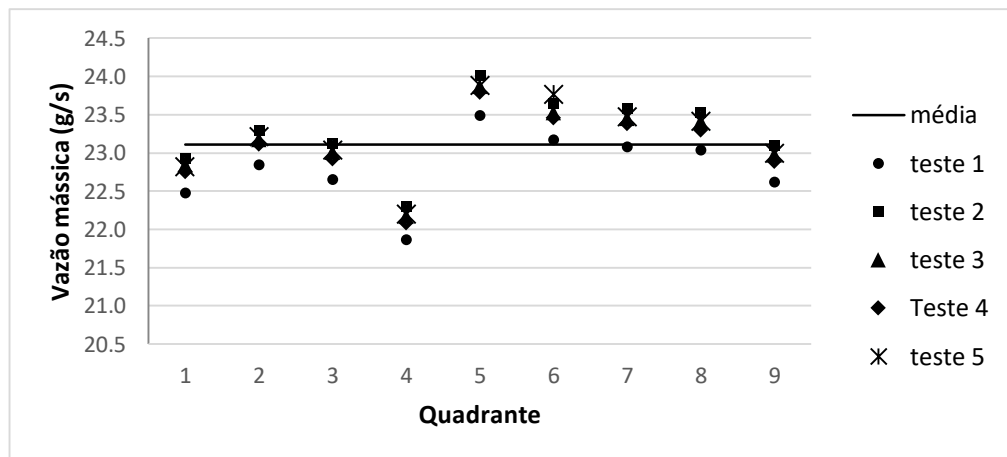


Figura 80 - Distribuição da vazão mássica frequência 21 Hz – Caso 2

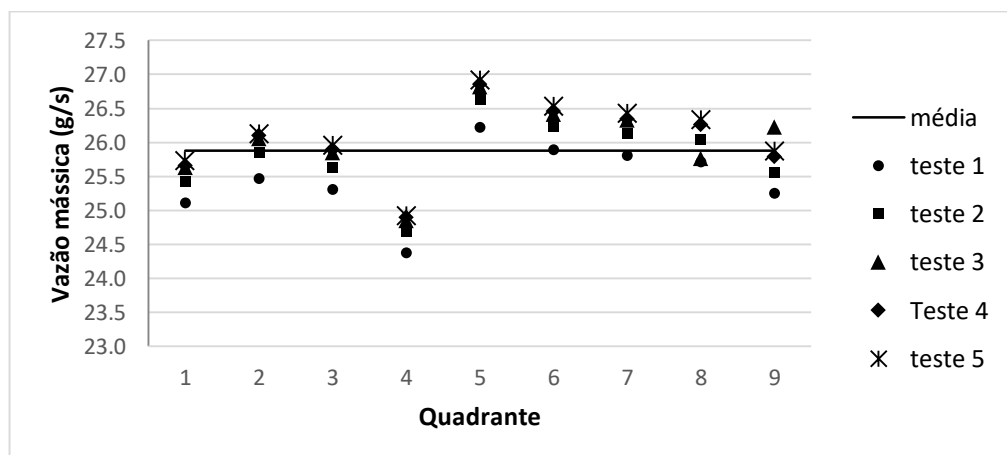


Figura 81 - Distribuição da vazão mássica frequência 23 Hz – Caso 2

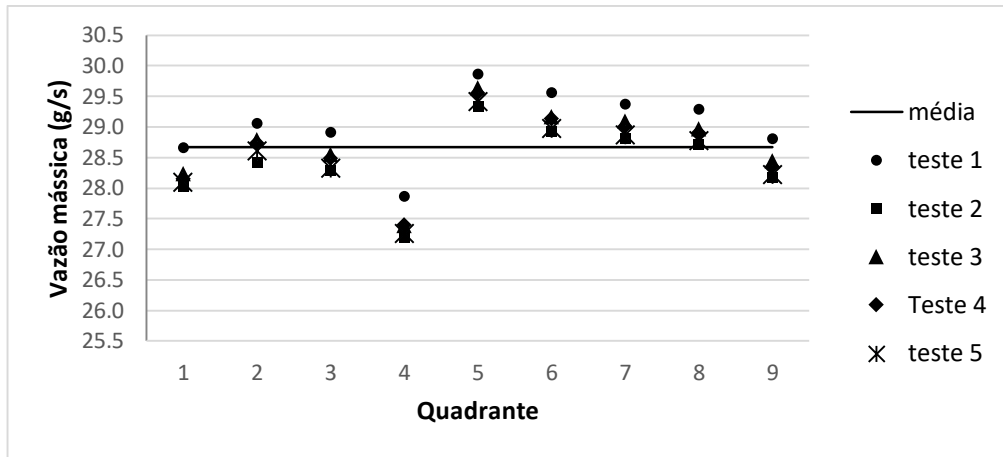
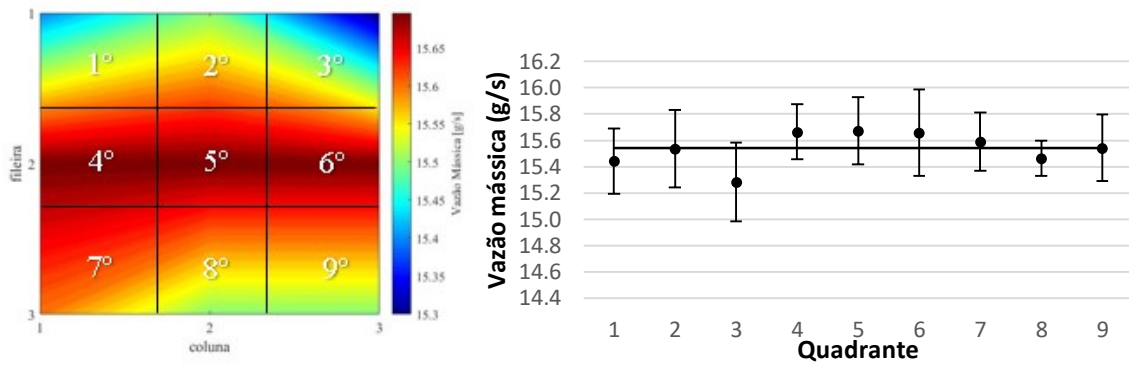
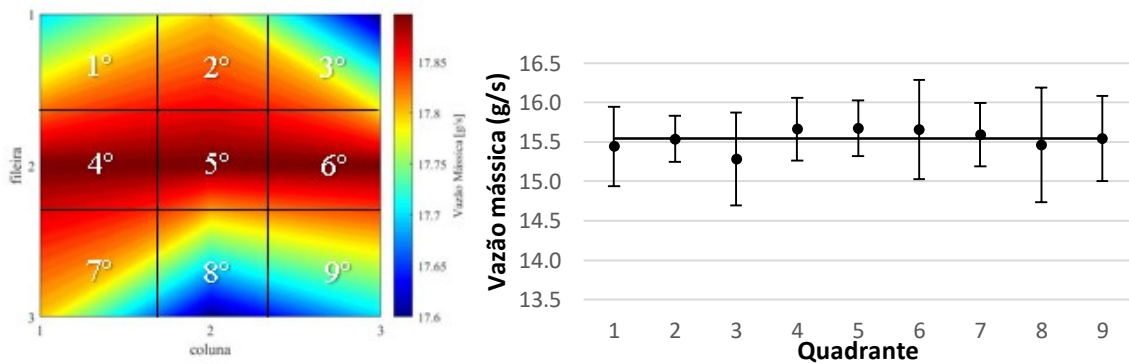


Figura 82 – Distribuição do fluido f3 – 13 Hz (Caso 1)



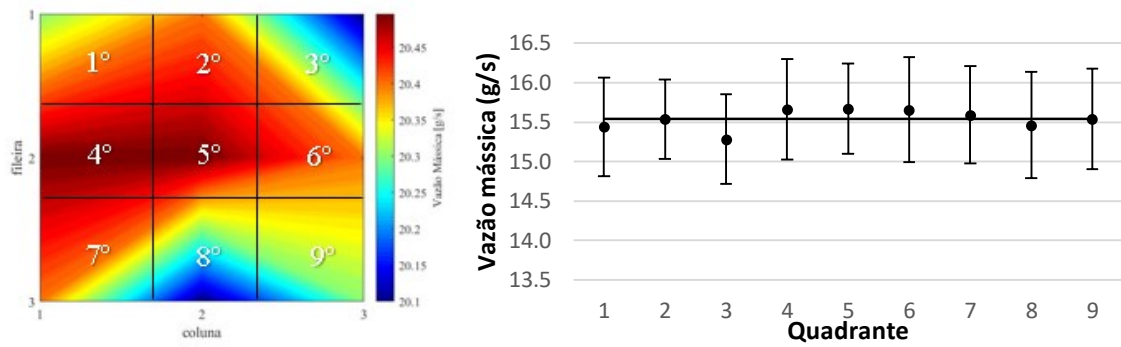
Fonte: Autor (2019)

Figura 83 – Distribuição do fluido f4 – 15 Hz (Caso 1)



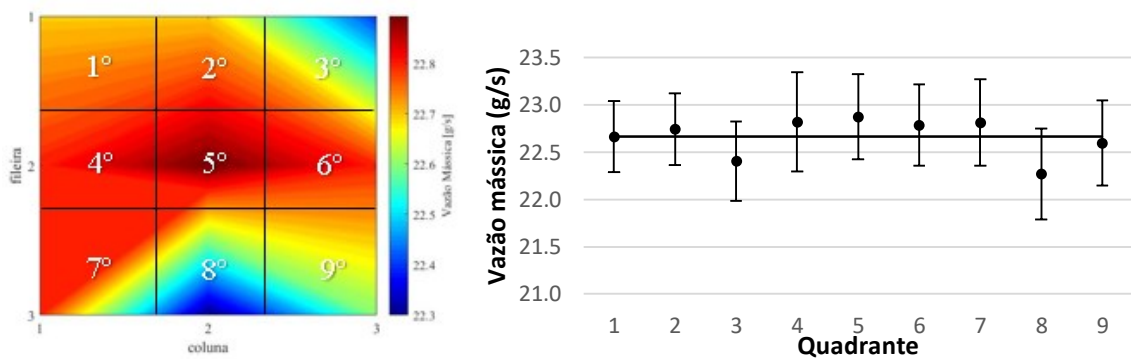
Fonte: Autor (2019)

Figura 84 – Distribuição do fluido f5 – 17 Hz (Caso 1)



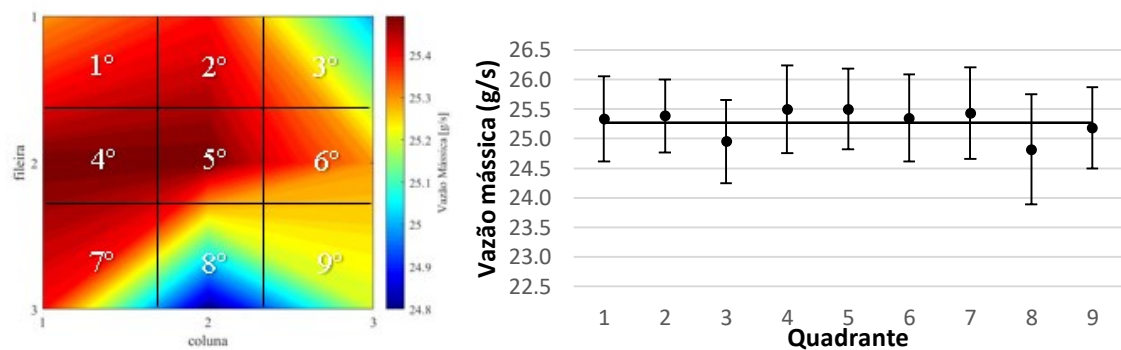
Fonte: Autor (2019)

Figura 85 – Distribuição do fluido f6 – 19 Hz (Caso 1)



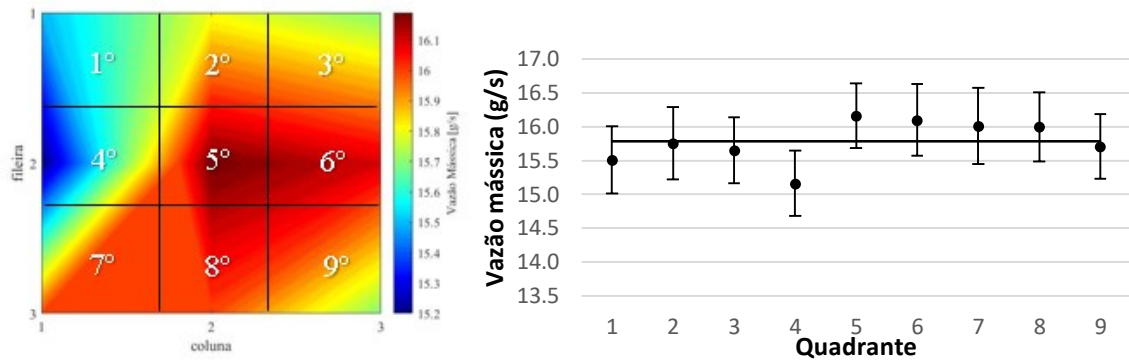
Fonte: Autor (2019)

Figura 86 – Distribuição do fluido f7 – 21 Hz (Caso 1)



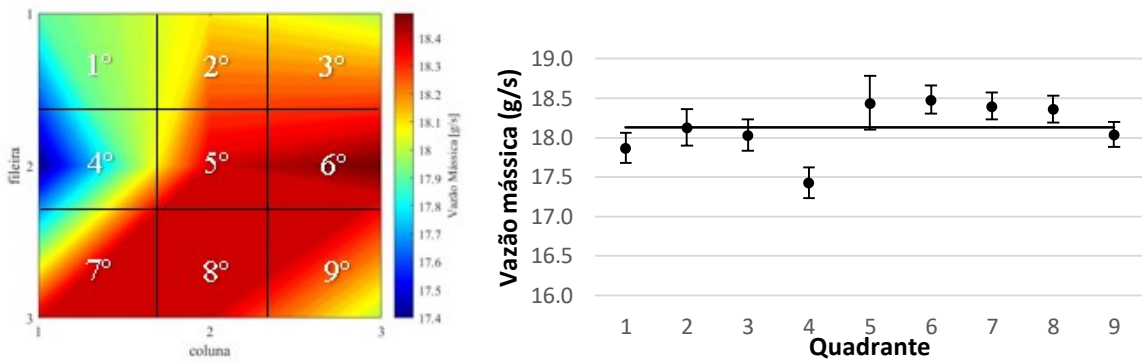
Fonte: Autor (2019)

Figura 87 – Distribuição do fluido f3 – 13 Hz (Caso 2)



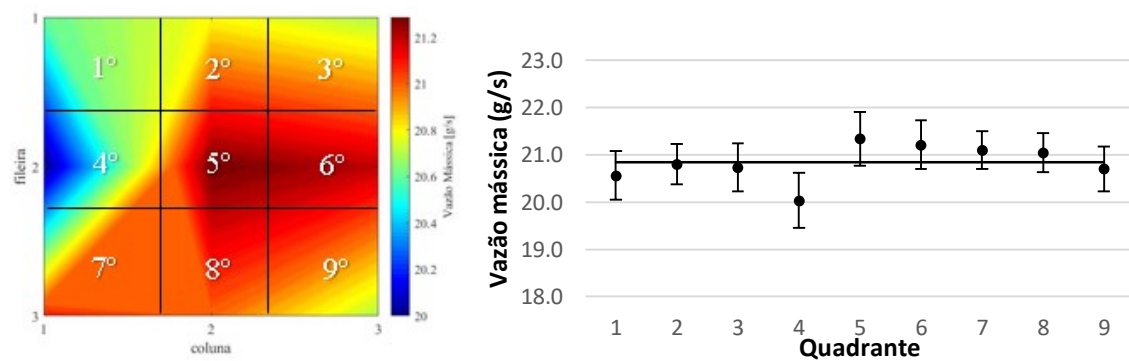
Fonte: Autor (2019)

Figura 88 – Distribuição do fluido f4 – 15 Hz (Caso 2)



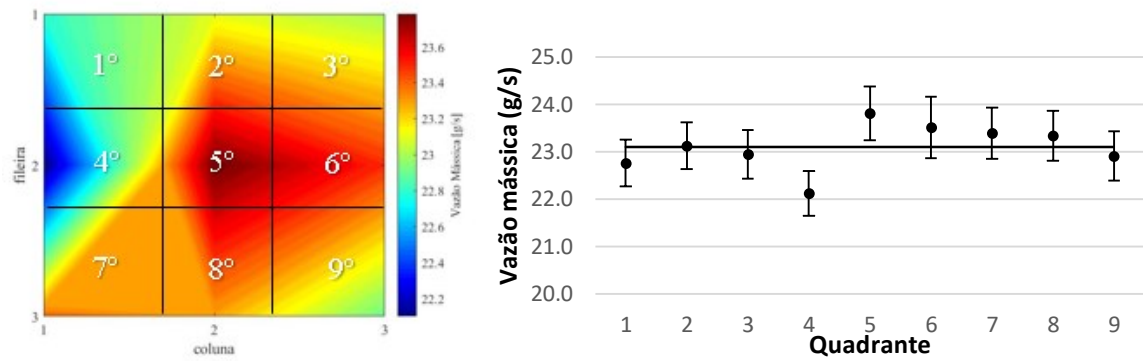
Fonte: Autor (2019)

Figura 89 – Distribuição do fluido f5 – 17 Hz (Caso 2)



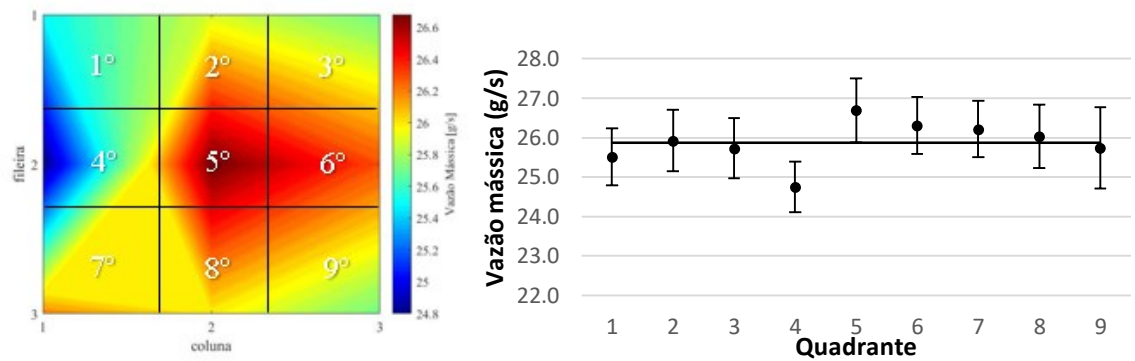
Fonte: Autor (2019)

Figura 90 – Distribuição do fluido f6 – 19 Hz (Caso 2)



Fonte: Autor (2019)

Figura 91 – Distribuição do fluido f7 – 21 Hz (Caso 2)



Fonte: Autor (2019)

APÊNDICE E – PARÂMETROS COLETADOS DURANTE TESTE DE MÁ DISTRIBUIÇÃO AR

Figura 92 – Distribuição do fluido (ar) 1600 – Teste 1 e Teste 2

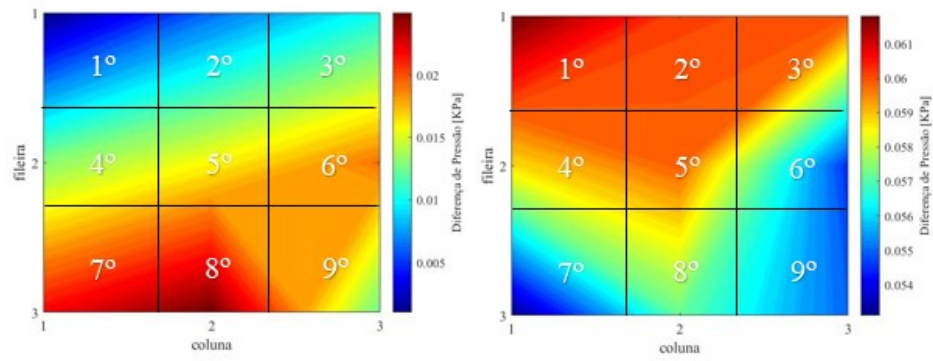


Figura 93 – Distribuição do fluido (ar) 2400 – Teste 1 e Teste 2

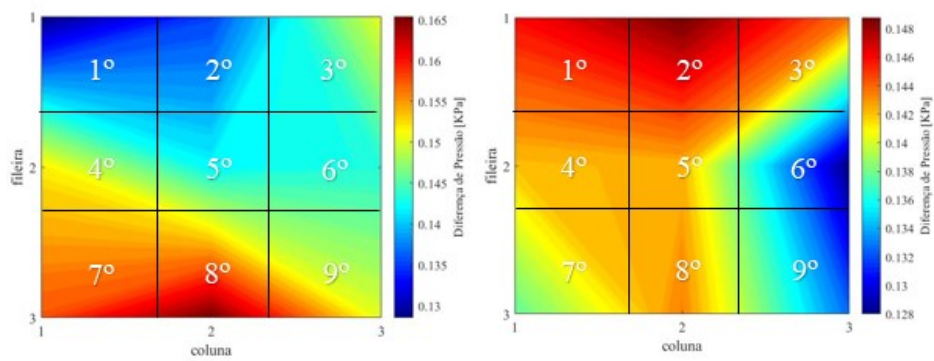


Figura 94 – Distribuição do fluido (ar) 2800 – Teste 1 e Teste 2

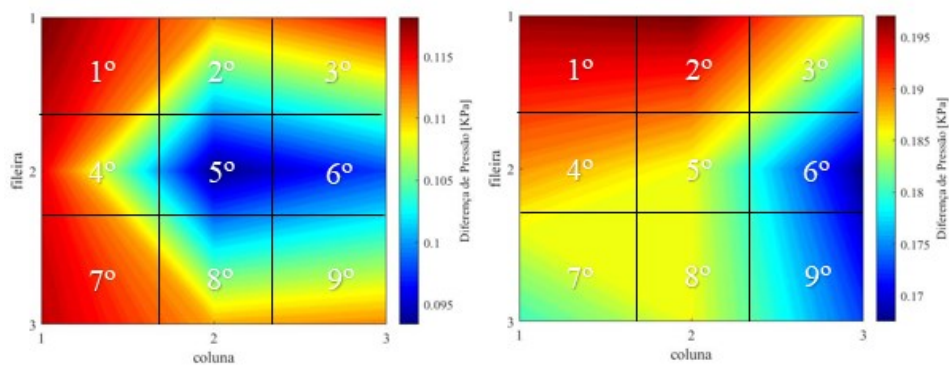


Figura 95 – Distribuição do fluido (ar) 3200 – Teste 1 e Teste 2

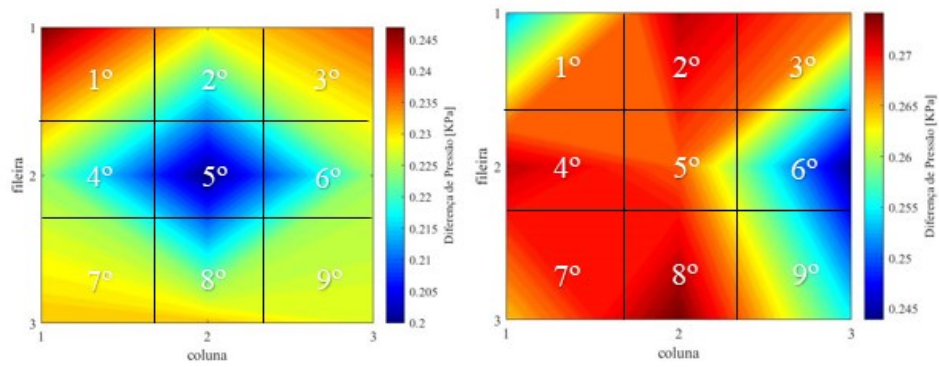


Figura 96 – Distribuição do fluido (ar) 3600 – Teste 1 e Teste 2

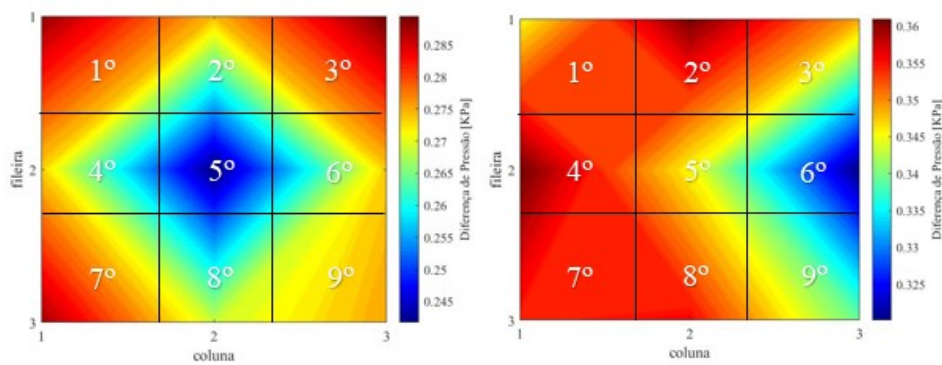


Figura 97 – Distribuição do fluido (ar) 4000 – Teste 1 e Teste 2

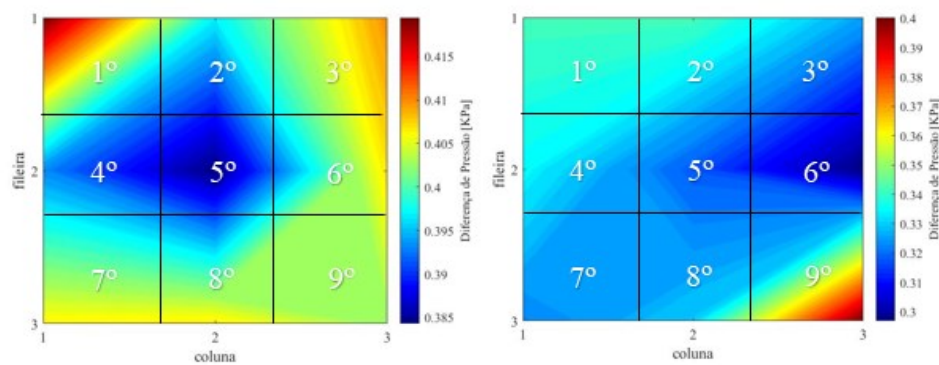


Figura 98 – Distribuição do fluido (ar) 5000 – Teste 1 e Teste 2

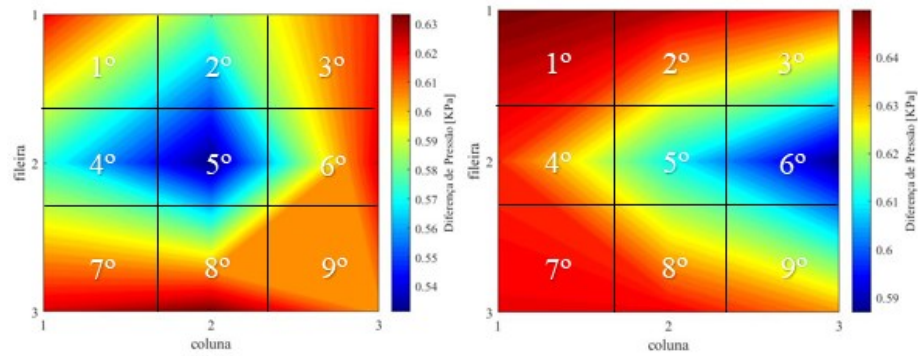


Figura 99 – Distribuição do fluido (ar) 6000 – Teste 1 e Teste 2

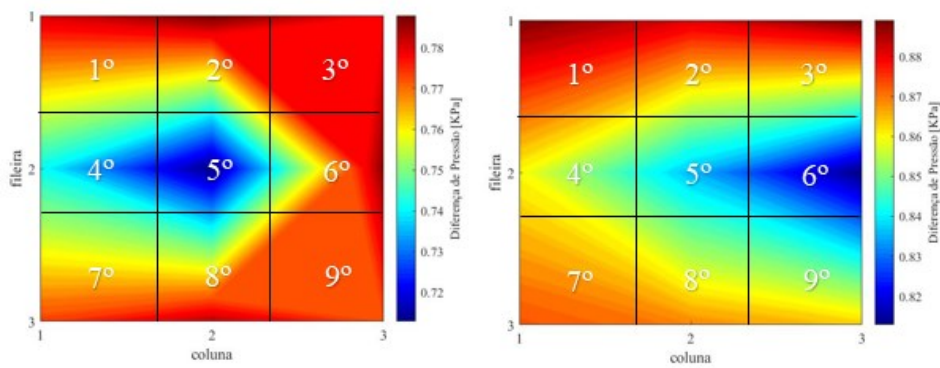


Figura 100 – Distribuição do fluido (ar) 7000 – Teste 1 e Teste 2

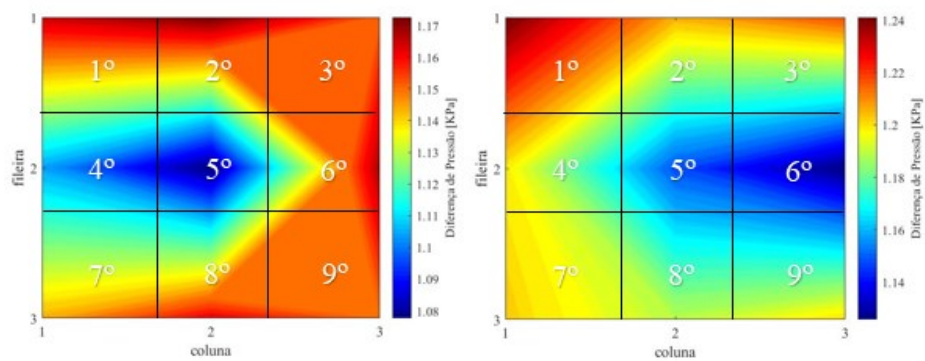


Figura 101 – Distribuição do fluido (ar) 8000 – Teste 1 e Teste 2

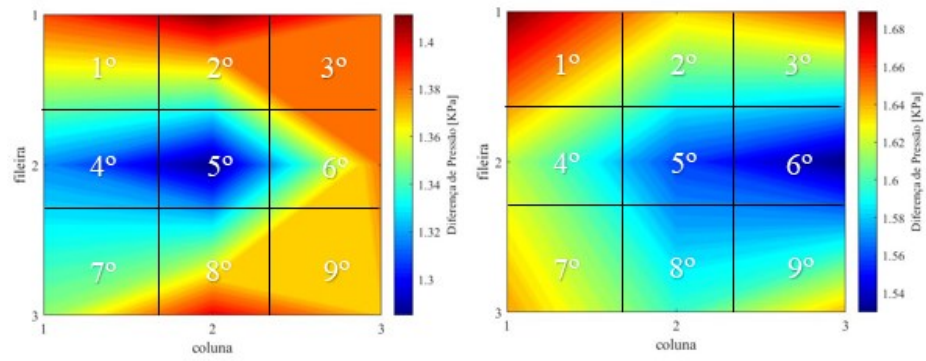


Figura 102 – Distribuição do fluido (ar) 9000 – Teste 1 e Teste 2

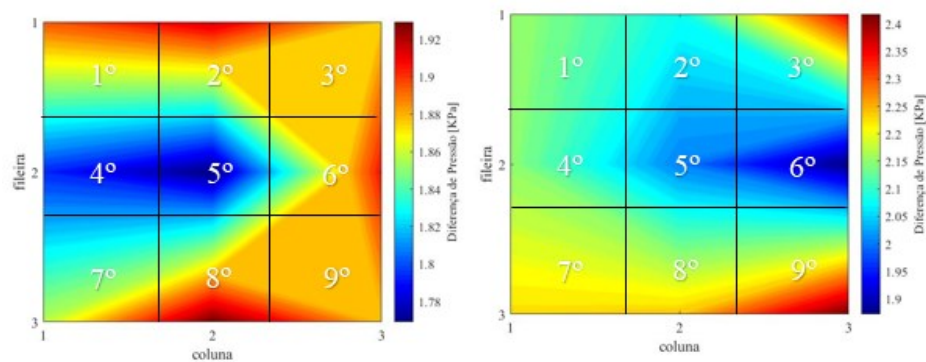


Figura 103 – Distribuição do fluido (ar) 10000 – Teste 1 e Teste 2

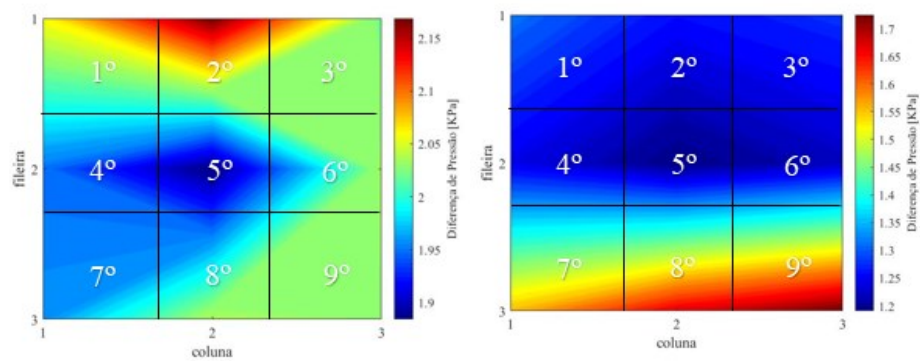


Figura 104 – Distribuição do fluido (ar) 11000 – Teste 1 e Teste 2

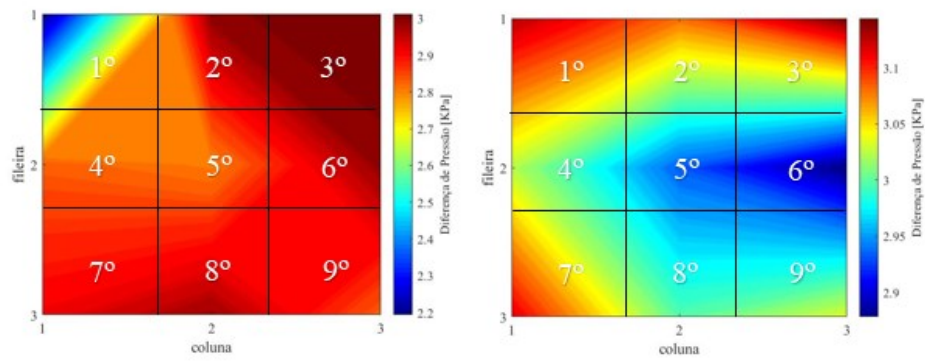


Figura 105 – Distribuição do fluido (ar) 12000 – Teste 1 e Teste 2

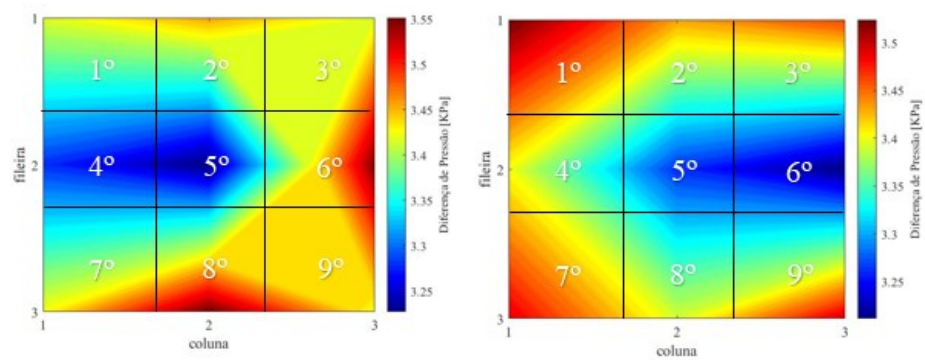


Figura 106 – Distribuição do fluido (ar) 13000 – Teste 1 e Teste 2

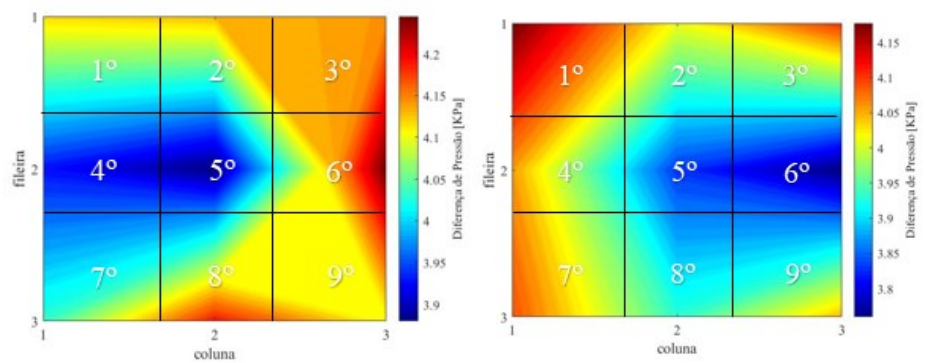
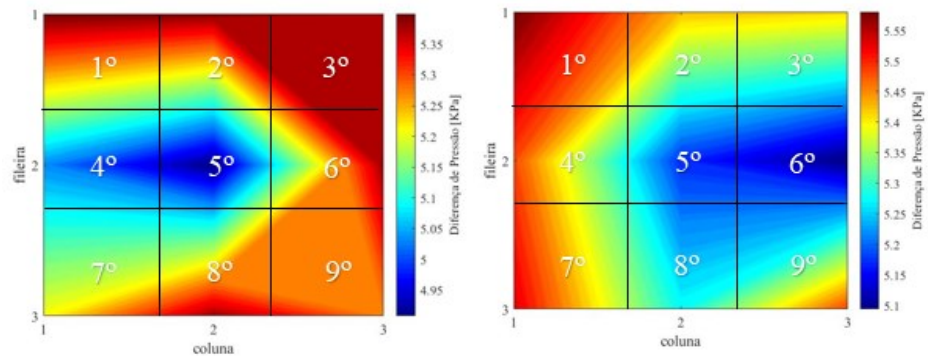
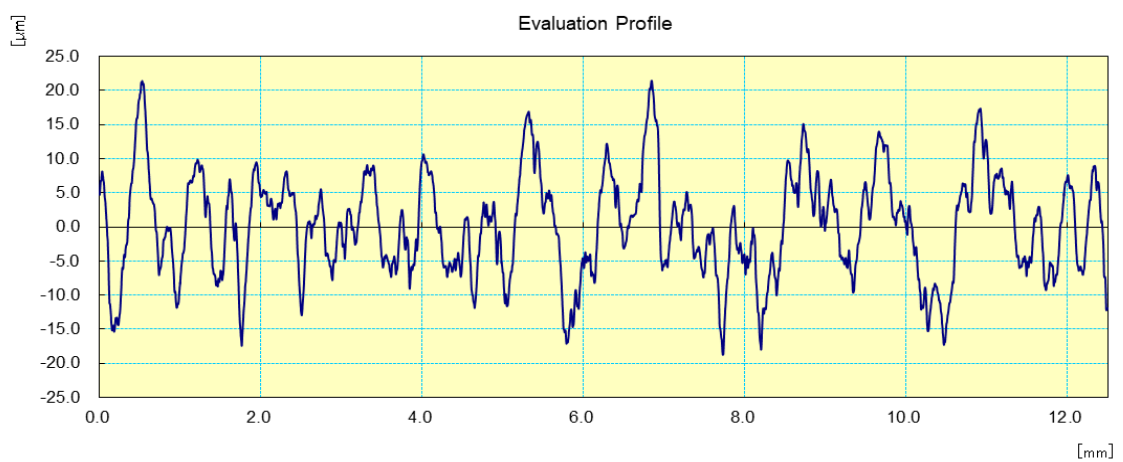
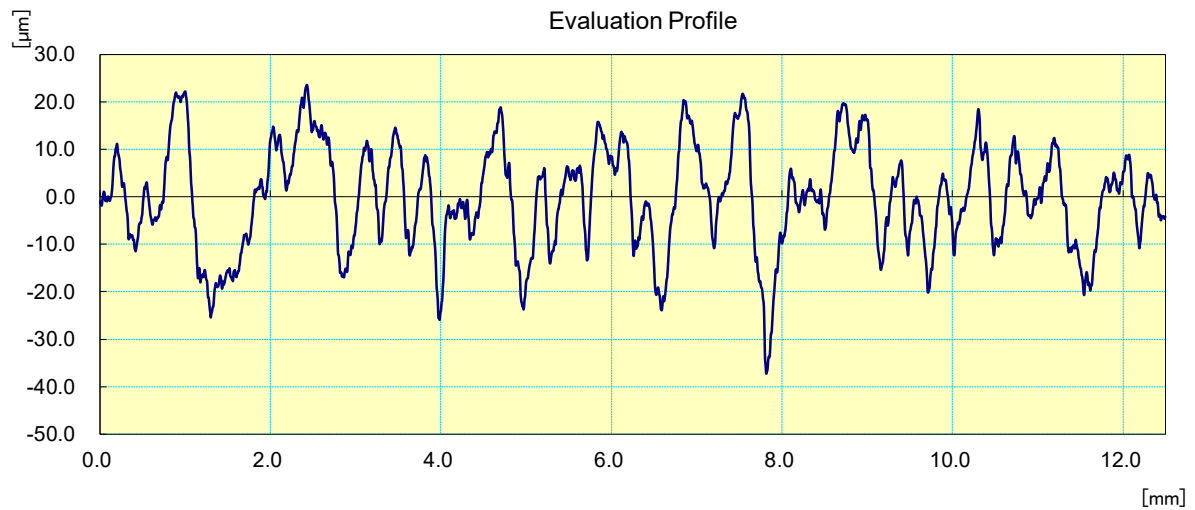


Figura 107 – Distribuição do fluido (ar) 15000 – Teste 1 e Teste 2



APÊNDICE F – MEDIÇÃO DE RUGOSIDADE DO TROCADOR DE CALOR

Figura 108 – Rugosidade medida do primeiro ponto e segundo ponto de medição



Fonte: Autor (2019)

APÊNDICE G – ROTINAS DE CÁLCULO ESS

" # Projeto Trocador de Calor Compacto - Polímero "

"-----"

" # CÁLCULO DA PERDA DE CARGA"

" # Dados de entrada"

"T_in = variável - Temperatura de entrada [°C]"

"T_out = variável - Temperatura de saída [°C]"

"P_in = variável - Pressão de entrada [kPa]"

L_nucleo = 0.064 "Comprimento do núcleo do trocador de calor [m]"

d_canal = 0.002 "Diâmetro do canal [m]"

Nc = 7 "Número de camadas"

n = 12 "Número de canais por camada"

p = 0.003 "Distância mínima entre canais"

"Re_c = variável - Número de Reynolds"

a_1 = 0.0385 "Altura da seção de saída retangular do bocal [m]"

b_1 = 0.048 "Largura da seção de saída retangular do bocal [m]"

d_bocal = 0.03 "Diâmetro do bocal [m]"

L_bocal = 0.038 "Comprimento do bocal [m]"

g_grav = 9.81 "Aceleração da gravidade [m/s²]"

d_tub = 0.0254 "Diâmetro da tubulação do desvio [m]"

" #Cálculo das propriedades do fluido"

P_in = P_out

rho_in=Density(Air_ha,T=T_in,P=P_in) "Densidade de entrada [kg/m³]"

rho_out=Density(Air_ha,T=T_out,P=P_out) "Densidade de saída [kg/m³]"

rho_m = 0.5*((1/rho_in)+(1/rho_out)) "Densidade média [kg/m³]"

mu_in=Viscosity(Air_ha,T=T_in,P=P_in) "Viscosidade dinâmica de entrada [Pa.s]"

mu_out=Viscosity(Air_ha,T=T_out,P=P_out) "Viscosidade dinâmica de saída [Pa.s]"

" # Escoamento em Desenvolvimento ou Completamente Desenvolvido"

l_hy = (L_nucleo/d_canal)/Re_c " Comprimento hidrodinâmico adimensional"

z_hy=if(Re_c,2300,z_hy_lam,z_hy_lam,z_hy_turb)

z_hy_lam = 0.056*d_canal*Re_c "Comprimento de entrada hidrodinâmico adimensional - Correlação de Shah e Batti (1987) para dutos circulares (laminar)"

z_hy_turb = 1.359*d_canal*Re_c^0.25 "Comprimento de entrada hidrodinâmico adimensional - Correlação de Shah e Batti (1987) para dutos circulares (turbulento)"

" # PERDA DE CARGA DEVIDO A DESVIOS"

K_desv=2 "Coeficiente de perda"

A_tub = (pi*d_tub^2)/4 "Área da seção tubular [m²]"

v_tub_in=m_dot/(rho_in*A_tub) "Velocidade do fluido no duto na entrada [m/s]"

h_l_in = K_desv*v_tub_in^2/(2*g_grav) "Perda de carga irreversível na entrada [m]"

deltaP_desv_in = rho_in*g_grav*h_l_in "Perda de carga devido ao desvio na entrada [kPa]"

v_out= m_dot/(rho_out*A_tub) "Velocidade do fluido no duto na entrada [m/s]"

h_l_out = K_desv*v_out^2/(2*g_grav) "Perda de carga irreversível na entrada [m]"

deltaP_desv_out = rho_out*g_grav*h_l_out "Perda de carga devido ao desvio na saída [kPa]"

deltaP_desv_total = deltaP_desv_in+deltaP_desv_out "Perda de carga total devido a desvios [kPa]"

" # PERDA DE CARGA NO NÚCLEO"

" # Cálculo de Fatores Geométricos"

$A_{free} = (\pi \cdot (d_{canal})^2) / 4 \cdot n \cdot N_c$ "Área livre de escoamento [m²]"
 $A_{fr} = L_{nucleo} \cdot ((d_{canal} \cdot N_c) + ((N_c - 1) \cdot p))$ "Área frontal do escoamento [m²]"
 $\sigma = A_{free} / A_{fr}$ "Porosidade"
 $G = \dot{m} / A_{free}$ "Fluxo de vazão mássica [kg/m²s]"

" # Coeficientes de Perda de Expansão e Contração"

$K_c = \text{if}(Re_c, 2400, K_{c1}, K_{c1}, K_{c_turb})$ "Coeficiente de contração - Shah"
 $K_{c1} = \text{if}(Re_c, 2000, K_{c_lam1}, K_{c_lam2}, K_{c_lam2})$
 $K_{c_lam1} = 0.94$
 $K_{c_lam2} = 0.82$
 $K_{c_turb} = 0.48$

$K_e = \text{if}(Re_c, 2400, K_{e_lam}, K_{e_lam}, K_{e_turb})$ "Coeficiente de Expansão - Shah"
 $K_{e_lam} = 0.67$
 $K_{e_turb} = 0.73$

" # Fator de Atrito"

$f = \text{if}(Re_c, 2300, f_{lam}, f_{lam}, f_{tranturb})$ "Fator de Atrito"
 $f_{lam} = (q + (e/r)) / Re_c$ "Fator de atrito - Correlação de Shah-Bender escoamento em regime laminar"
 $q = 3.44 / (z_{hy}^{0.5})$
 $e = 16 - (3.44 / z_{hy}^{0.5}) + 1.25 / (4 \cdot z_{hy})$
 $r = 1 + (21.21E-05 / z_{hy}^2)$
 $f_{tranturb} = ((1.8 \cdot \text{LOG}_{10}(Re_c) - 1.5)^{-2}) / 4$ Equação de Konakov"
 $rug = 0.00001$ "rugosidade: borracha uniformizada"
 $F1 = -2 \cdot \text{LOG}_{10}(0.003718 / 3.7 + (2.51 / (Re_c \cdot f_{tranturb}^{0.5})))$
 $f_{tranturb} = ((1 / F1)^2) / 4$ "Fator de atrito - Correlação de Colebrook escoamento em regime de transição e turbulento"

" # Perda de Carga por atrito no núcleo"

$\Delta P_{friction_core} = ((G^2) / (2 \cdot \rho_{in})) \cdot f \cdot (4 \cdot L_{nucleo} / d_{canal}) \cdot (\rho_{in} / \rho_m)$ "Perda de carga relacionada ao atrito e arrasto no núcleo [kPa]"

" # Perda de carga devido a variação da taxa de momento no núcleo - aceleração/desaceleração"

$\Delta P_{mom} = ((G^2) / (2 \cdot \rho_{in})) \cdot 2 \cdot ((\rho_{in} / \rho_{out}) - 1)$ "Perda de carga devido ao aquecimento ou resfriamento de fluido que resulta na taxa de variação de momento, valor positivo representa uma queda de pressão, valor negativo representa um aumento da pressão [kPa]"

" # Perda de carga na entrada do núcleo"

$\Delta P_{area_in} = ((G^2) / (2 \cdot \rho_{in})) \cdot (1 - (\sigma^2))$ "Parcela devido a redução da área na saída do núcleo - Equação de Bernoulli [kPa]"
 $\Delta P_{irrev_in} = K_c \cdot ((G^2) / (2 \cdot \rho_{in}))$ "Parcela devido a irreversibilidade da entrada [kPa]"

" # Perda de carga na saída no núcleo"

$\Delta P_{area_out} = ((G^2) / (2 \cdot \rho_{out})) \cdot (1 - (\sigma^2))$ "Parcela devido ao aumento de área na saída do núcleo - Equação de Bernoulli [kPa]"
 $\Delta P_{irrev_out} = K_e \cdot ((G^2) / (2 \cdot \rho_{out}))$ "Parcela devido a irreversibilidade da saída [kPa]"

" # Perda de Carga Total do Núcleo"

$\Delta P_{sist_Pa} = \Delta P_{friction_core} + \Delta P_{mom} + \Delta P_{area_in} + \Delta P_{irrev_in} - \Delta P_{area_out} + \Delta P_{irrev_out}$ "Perda de carga total relacionada ao núcleo [Pa]"

$\Delta P_{\text{sist_kPa}} = \Delta P_{\text{sist_Pa}} \cdot 10^{-3}$ "Perda de carga total relacionada ao núcleo [kPa]"

" # PERDA DE CARGA NO BOCAL"

" # BOCAL DE ENTRADA"

"# Cálculo das áreas de entrada e saída do bocal"

$A_{\text{circular}} = (\pi \cdot d_{\text{bocal}}^2) / 4$ "Área da seção circular de entrada do bocal [m²]"

$A_{\text{retangular}} = a_1 \cdot b_1$ "Área da seção retangular de entrada do bocal [m²]"

" # Cálculo do Reynolds na Entrada e Saída do Bocal"

$Re_{\text{bocal_in}} = 4 \cdot \dot{m} / (\mu_{\text{in}} \cdot \pi \cdot d_{\text{bocal}})$ "Número de Reynolds no bocal de entrada"

$Re_{\text{bocal_out}} = 4 \cdot \dot{m} / (\mu_{\text{out}} \cdot \pi \cdot d_{\text{bocal}})$ "Número de Reynolds no bocal de saída"

" # Cálculo das resistências do bocal e da perda de carga"

$\tan(\alpha/2) = (2 \cdot (a_1 \cdot b_1 / \pi)^{0.5} - d_{\text{bocal}}) / (2 \cdot L_{\text{bocal}})$ "Ângulo de divergência"

$\zeta_{\text{div}} = 0.3523$ "Coeficiente total de divergência do bocal. É a soma do coeficiente de resistência de local mais a resistência de fricção (atrito) - Idelchik"

$w_{\text{in_bocal}} = (Re_{\text{bocal_in}} \cdot \mu_{\text{in}}) / (\rho_{\text{in}} \cdot d_{\text{bocal}})$ "Velocidade de entrada no bocal [m/s]"

$\Delta P_{\text{bocal_in}} = \zeta_{\text{div}} \cdot \rho_{\text{in}} \cdot w_{\text{in_bocal}}^2 / 2$ "Perda de carga no bocal de entrada [kPa]"

" # BOCAL DE SAÍDA"

$\zeta_{\text{con}} = (c_0 + (c_1 \cdot b_1 / a_1)) \cdot (A_{\text{circular}} / A_{\text{retangular}})^2 + 0.3 \cdot \exp(-Re_{\text{bocal_out}} \cdot 10^{-5})$

"Coeficiente total de contração do bocal - Idelchik"

$D_h = (((2 \cdot a_1 \cdot b_1) / (a_1 + b_1)) + d_{\text{bocal}}) / 2$ "Diâmetro hidráulico do bocal [m]"

$\lambda_{\text{out}} = 1 / (1.8 \cdot \log_{10}(Re_{\text{bocal_out}} - 1.64))^2$ "Coeficiente de fricção de Darcy para tubos circulares - Referência Mylavrapu"

$c_0 = (\lambda_{\text{out}} \cdot L_{\text{bocal}}) / D_h$ "Coeficiente experimental"

$c_1 = 0.002$ "Coeficiente experimental"

$w_{\text{out_bocal}} = (Re_{\text{bocal_out}} \cdot \mu_{\text{out}}) / (\rho_{\text{out}} \cdot d_{\text{bocal}})$ "Velocidade de saída do bocal [m/s]"

$\Delta P_{\text{bocal_out}} = \zeta_{\text{con}} \cdot \rho_{\text{out}} \cdot w_{\text{out_bocal}}^2 / 2$ "Perda de carga no bocal de saída [kPa]"

" # PERDA DE CARGA TOTAL DO SISTEMA"

$\Delta P_{\text{Total}} = \Delta P_{\text{bocal_in}} + \Delta P_{\text{bocal_out}} + \Delta P_{\text{sist_Pa}} + \Delta P_{\text{desv_total}}$ "Perda de carga total do sistema [Pa]"

$\Delta P_{\text{Total_kPa}} = \Delta P_{\text{Total}} \cdot 10^{-3}$ "Perda de carga total do sistema [kPa]"

$\text{erro} = ((\Delta P_{\text{exp}} - \Delta P_{\text{Total_kPa}}) / \Delta P_{\text{Total_kPa}}) \cdot 100$ "Erro percentual [%]"

" # Projeto Trocador de Calor Compacto – Polímero (Validação modelo perda de carga no bocal) "
 " # Matheus Strobel "

"-----"
 " # PERDA DE CARGA NO BOCAL"

" # Dados de entrada"

"T_in = variável - Temperatura de entrada [°C]"
 "P_in = variável - Pressão de entrada [kPa]"
 "Re_c = variável - Número de Reynolds"
 d_bocal = 0.03 "Diâmetro do bocal[m]"
 d_placa = 0.0089 "Diâmetro do furo da placa de acrílico [m]"
 h_placa = 0.048 "Altura da placa de acrílico [m]"
 l_placa = 0.0385 "Largura da placa de acrílico [m]"
 a_1 = 0.0385 "Altura da seção de saída retangular do bocal [m]"
 b_1 = 0.048 "Largura da seção de saída retangular do bocal [m]"
 L_bocal = 0.038 "Comprimento do bocal [m]"
 "m_dot = variável - Vazão mássica [kg/s]"
 d_tub = 0.0254 "Diâmetro do duto [m]"
 g_grav = 9.81 "Aceleração da gravidade [m/s²]"
 n = 3 "Número de canais por camada"
 Nc = 3 "Número de camadas"

" # Cálculo de Propriedades"

P_in = P_out
 T_in = T_out
 mu_in=Viscosity(Air_ha,T=T_in,P=P_in) "Viscosidade dinâmica de entrada [Pa.S]"
 rho_in=Density(Air_ha,T=T_in,P=P_in) "Densidade de entrada [kg/m³]"
 rho_out=Density(Air_ha,T=T_out,P=P_out) "Densidade de saída [kg/m³]"

" # BOCAL DE ENTRADA"

"# Cálculo das áreas de entrada do bocal"

A_circular = (pi*d_bocal^2)/4 "Área da seção circular de entrada do bocal [m²]"
 A_retangular = a_1*b_1 "Área da seção retangular de saída do bocal [m²]"

" # Cálculo do Reynolds na Entrada Bocal"

Re_bocal_in = 4*m_dot/(mu_in*pi*d_bocal) "Número de Reynolds de entrada do bocal"

" # Cálculo das resistências do bocal e da perda de carga"

tan(alfa/2)=(2*(a_1*b_1/pi)^0.5-d_bocal)/(2*L_bocal) "Ângulo de divergência"
 n1 = A_retangular/A_circular "Razão de área de saída e entrada do bocal"
 zeta_div = 0.3523 "Coeficiente total de divergência do bocal. É a soma do coeficiente de resistência de local mais a resistência de fricção (atrito) - Idelchik"
 w_in_bocal = (Re_bocal_in*mu_in)/(rho_in*d_bocal) "Velocidade de entrada no bocal [m/s]"
 DeltaP_bocal_in = zeta_div*rho_in*w_in_bocal^2/2 "Perda de carga no bocal de entrada [kPa]"

" # PERDA DE CARGA DEVIDO A CONTRAÇÃO NA ENTRADA"

" # Cálculo de Fatores Geométricos"

A_free = (pi*(d_placa^2))/4*n*Nc "Área de escoamento livre [m²]"

$A_{fr} = h_{placa} \cdot l_{placa}$ "Área de escoamento frontal [m²]"

$\sigma = A_{free} / A_{fr}$ "Porosidade"

$G = \dot{m} / A_{free}$ "Fluxo de vazão mássica [kg/m²s]"

" # Coeficientes de Perda de Expansão e Contração"

$K_c = \text{if}(\text{Re}_c, 2400, K_{c_lam}, K_{c_lam}, K_{c_turb})$ "Coeficiente de contração - Shah"

$K_{c_lam} = 0.75$

$K_{c_turb} = 0.29$

" # Perda de carga na entrada do núcleo"

$\Delta P_{area_in} = ((G^2) / (2 \cdot \rho_{in})) \cdot (1 - (\sigma^2))$ "Parcela devido a redução da área na saída do núcleo - Equação de Bernoulli [kPa]"

$\Delta P_{irrev_in} = K_c \cdot ((G^2) / (2 \cdot \rho_{in}))$ "Parcela devido a irreversibilidade da entrada [kPa]"

" # PERDA DE CARGA DEVIDO A DESVIOS"

$K_{desv} = 2$ "Coeficiente de perda"

$A_{tub} = (\pi \cdot d_{tub}^2) / 4$ "Área da seção tubular [m²]"

$v_{tub_in} = \dot{m} / (\rho_{in} \cdot A_{tub})$ "Velocidade do fluido no duto na entrada [m/s]"

$h_{l_in} = K_{desv} \cdot v_{tub_in}^2 / (2 \cdot g_{grav})$ "Perda de carga irreversível na entrada [m]"

$\Delta P_{desv_in} = \rho_{in} \cdot g_{grav} \cdot h_{l_in}$ "Perda de carga devido ao desvio na entrada [kPa]"

" # PERDA DE CARGA TOTAL"

$\Delta P_{total} = (\Delta P_{area_in} + \Delta P_{irrev_in} + \Delta P_{desv_in} + \Delta P_{bocal_in}) / 1000$ "Perda de carga total do sistema"

$\Delta P_{exp} = \text{variável}$ "Perda de carga baseado em dados experimentais"

$\text{erro} = ((\Delta P_{exp} - \Delta P_{total}) / \Delta P_{total}) \cdot 100$ "Erro percentual [%]"