

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

GABRIEL FELIPE LUVIZON

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO TEÓRICO PARA ESTIMAR A
DISTRIBUIÇÃO DE FLUIDO EM CANAIS DE TROCADORES DE CALOR
COMPACTOS

Joinville

2022

GABRIEL FELIPE LUVIZON

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO TEÓRICO PARA ESTIMAR A
DISTRIBUIÇÃO DE FLUIDO EM CANAIS DE TROCADORES DE CALOR
COMPACTOS

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): Dr. Marcus Vinícius Volponi
Mortean

Joinville

2022

GABRIEL FELIPE LUVIZON

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO TEÓRICO PARA ESTIMAR A
DISTRIBUIÇÃO DE FLUIDO EM CANAIS DE TROCADORES DE CALOR
COMPACTOS

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.

Joinville (SC), 05 de abril de 2022.

Banca Examinadora:

Dr. Marcus Vinícius Volponi Morteau
Orientador/Presidente

Dr. Kleber Vieira de Paiva
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Eng. Matheus Strobel
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho aos meus pais e
irmãos, que sempre me apoiaram.

AGRADECIMENTOS

É chegada a hora de finalizar mais um ciclo. Foi um período árduo, necessitando muitas horas de estudo para continuar progredindo, mas que foi repleto de momentos alegres e me permitiu fazer ótimas amizades, que levarei para a vida. Agora é claro como todos os esforços foram importantes para o meu desenvolvimento pessoal e profissional.

Agradeço muito a UFSC pelas oportunidades que oferecem aos alunos, principalmente a bolsa de Iniciação Científica – PIBIC, que me permitiu fazer parte deste estudo e aos professores que se esforçam diariamente para desenvolver profissionais de ponta.

Sou grato ao professor Marcus V. V. Morteau, pelo conhecimento transmitido e tranquilidade ao longo das etapas desta pesquisa, compartilhando seu conhecimento técnico. Sinto que o período em que passei realizando esta pesquisa foi onde mais cresci profissionalmente.

Um agradecimento especial aos meus pais, Leodir J. Luvizon e Sandra de F. Lasarotto e aos meus irmãos, Lucas S. de Lima, Fernando S. de Lima, Jariel G. Luvizon, Cristiane L. Hendges e Luciane Luvizon que estiveram presente em todos os momentos, me apoiando e dando forças para continuar.

Aos meus amigos Bonafé, Henrique, Aldo, Vinícius, Pereira, Senna e Pieter, entre tantos outros com quem convivi intensamente durante os últimos anos e que tornaram a vida universitária mais leve. Também pelo companheirismo e pela troca de experiências.

Ao grupo de pesquisa T2F, pelo auxílio e fornecimento dos materiais e equipamentos para conclusão dos procedimentos experimentais.

RESUMO

Trocadores de calor compactos são equipamentos caracterizados pelo emprego de mini ou microcanais em seu núcleo. Uma das limitações na modelagem matemática desta classe de trocadores de calor é o fenômeno da má distribuição do fluido nos canais. A maioria dos trabalhos relacionados com transferência de calor e perda de carga consideram uma distribuição uniforme do fluido nos canais, sendo muitas vezes uma consideração errônea. Existem poucos estudos experimentais e numéricos sobre a má distribuição do fluido e atualmente não existe um modelo matemático capaz de prever a distribuição do fluido nos canais do núcleo. O presente trabalho tem como objetivo criar um método para estimar a distribuição de fluido nos canais. O modelo é baseado na teoria do fator de forma, relacionando a porcentagem de radiação entre superfícies com a vazão mássica. O modelo depende da posição dos canais e suas áreas, da superfície de entrada do fluido e da profundidade do bocal de entrada. Para validar o modelo foi realizada uma comparação com diferentes estudos disponíveis na literatura, além de testes experimentais com duas configurações de bocais. O erro médio do modelo original foi de aproximadamente 58% e foi observado que o método não funciona para alguns casos. Visando aprimorar o modelo, foi implementado um método de correção empregando fatores geométricos do bocal. Com isso, o erro médio reduziu para aproximadamente 10,4%, superando a hipótese de distribuição uniforme nos canais, que apresentou um erro médio de 16,6%.

Palavras-chave: Trocadores de calor compactos. Modelo teórico. Má distribuição do fluido.

ABSTRACT

Compact heat exchangers are characterized by employing mini/microchannels in their core. One of the limitations in mathematical models of this heat exchangers class is the fluid maldistribution phenomenon in channels. Most studies of heat transfer and pressure drop consider uniform fluid distribution in channels, which is often an incorrect consideration. There are few experimental and numeric studies focused on estimating the level of fluid maldistribution in the core, however, there is no model to estimate the flow distribution in the core's channels. The current research aims to create a method to predict the flow distribution in the channels. The model is based on the shape factor theory, relating the radiation percentage between surfaces with the mass flow rate. It depends on the channel's position and area, inlet header surface, and the header's depth. To validate the model, a comparison with different studies available in the literature was performed in addition to experimental tests with two headers configurations. The original average error of the model was approximately 58% and it was observed that the method was not suitable for the application in some cases. A correction factor based on header's geometric parameters was developed to improve the model. The relative error was reduced to approximately 10,4%, overcoming the uniform fluid distribution hypothesis that presented an average error of 16,6%.

Keywords: Compact heat exchangers. Theoretical model. Flow maldistribution.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Comparação de volume entre um trocador de calor compacto de circuito impresso e um trocador de calor tradicional.	17
Figura 2 – Núcleo e bocal de trocadores de calor compactos.	18
Figura 3 – Núcleo de um trocador de calor de circuito impresso.	18
Figura 4 – Configuração do núcleo do trocador de calor e bocal de entrada.	21
Figura 5 – Dimensões $\frac{1}{4}$ trocador de calor (T2F).	22
Figura 6 – Porcentagem de vazão mássica por região obtida pela equipe T2F.	23
Figura 7 – Resultado má distribuição para fluido de trabalho água.	23
Figura 8 – Resultado má distribuição para fluido de trabalho ar.	23
Figura 9 – Dimensões bocal semicircular.	24
Figura 10 – Bocal triangular e parabólico.	24
Figura 11 – Gráfico de vazão mássica por canal para diferentes configurações de bocal.	25
Figura 12 – Dimensões bocal trocador de calor com 171 canais.	26
Figura 13 – Vazão mássica do canal por vazão máxima obtida ($m_i/m_i, máx$).	26
Figura 14 – Dimensões bocal.	27
Figura 15 – Dimensões placa de canais.	27
Figura 16 – Pontos para leitura de gradiente de pressão.	28
Figura 17 – Trocador de calor de circuito impresso Ma et al. (2020).	29
Figura 18 – Configuração de entrada de $\frac{1}{4}$ de trocador de calor de Ma et al. (2020).	30
Figura 19 – Resultados numéricos Ma et al. (2020).	30
Figura 20 – Fator de forma entre superfícies.	31
Figura 21 – Núcleos de trocadores de calor compactos.	32
Figura 22 – Vista bocal de entrada e núcleo.	32
Figura 23 – Modelo para o cálculo dos fatores de forma.	38
Figura 24 – Ajuste da geometria dos canais.	39
Figura 25 – Localização dos parâmetros L, Ld e D.	40
Figura 26 – Parâmetros para aplicação do modelo proposto.	42
Figura 27 – Dimensões do bocal maior.	44
Figura 28 – Dimensões bocal menor.	44
Figura 29 – Dimensões da placa de canais.	45
Figura 30 – Montagem bocal 300.	46

Figura 31 – Soldagem dos dutos para posicionamento do anemômetro.	46
Figura 32 – Bocais após tratamento da superfície.	47
Figura 33 – Bancada experimental.	47
Figura 34 – Pontos de medições Bocal 600 e Bocal 300.	48
Figura 35 – Nomenclatura dos canais para trocador de calor de 9 canais.	50
Figura 36 – Comparação entre os resultados do modelo proposto, modelo proposto corrigido e hipótese de distribuição uniforme para Strobel (2019) – 17 Hz.	54
Figura 37 – Geometria parede de canais reduzida.	55
Figura 38 – Porcentagem de vazão mássica por região pelo modelo proposto.	55
Figura 39 – Porcentagem de vazão mássica por região pelo modelo proposto corrigido L.	57
Figura 40 – Comparação entre os resultados do modelo proposto, modelo proposto corrigido e hipótese de distribuição uniforme para Peng et al. (2020).	59
Figura 41 – Resultado $m_i/m_i, máx$ pelo modelo proposto.	61
Figura 42 – Resultado $m_i/m_i, máx$ pelo modelo proposto corrigido L.	61
Figura 43 – Comparação entre os resultados do modelo proposto, modelo proposto corrigido e hipótese de distribuição uniforme para Ma et al. (2020).	67
Figura 44 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 600: teste 2 com vazão de 0,043 kg/s.	71
Figura 45 - Velocidades com incerteza experimental para o bocal 300: teste 1 com vazão de 0,038 kg/s.	71
Figura 46 – Perfil de velocidade bocal 600: teste 2 com vazão de 0,043 kg/s.	72
Figura 47 – Perfil de velocidade bocal 300: teste 1 com vazão de 0,038 kg/s.	72
Figura 48 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 300: teste 1 com vazão de 0,021 kg/s.	88
Figura 49 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 300: teste 2 com vazão de 0,021 kg/s.	88
Figura 50 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 300: teste 1 com vazão de 0,03 kg/s.	88
Figura 51 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 300: teste 2 com vazão de 0,03 kg/s.	89
Figura 52 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 300: teste 2 com vazão de 0,038 kg/s.	89
Figura 53 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 600: teste 1 com vazão de 0,017 kg/s.	89

Figura 54 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 600: teste 2 com vazão de 0,017 kg/s.....	90
Figura 55 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 600: teste 1 com vazão de 0,023 kg/s.....	90
Figura 56 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 600: teste 2 com vazão de 0,023 kg/s.....	90
Figura 57 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 600: teste 1 com vazão de 0,043 kg/s.....	91

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resultados de vazão mássica nos canais para diferentes frequências de bombeamento obtidos por Strobel (2019).	21
Tabela 2 – Resultados experimentais obtidos por Strobel e Mortean (2020).	28
Tabela 3 – Modelos e formulações para obtenção dos fatores de forma.	33
Tabela 4 – Resultados de fatores de forma para os diferentes modelos.	34
Tabela 5 – Parâmetros para aplicação do modelo proposto.	43
Tabela 6 – Incerteza dos equipamentos.	49
Tabela 7 – Fatores de forma considerando regiões em que não há canais.	51
Tabela 8 – Fator de forma empregado no estudo de Strobel (2019).	51
Tabela 9 – Resultado do modelo proposto corrigido pelo método L e Ld aplicado aos resultados de Strobel (2019).	52
Tabela 10 – Vazões mássicas modelo proposto original aplicado ao estudo de Strobel (2019).	52
Tabela 11 – Vazões mássicas pelo modelo corrigido L para Strobel (2019).	53
Tabela 12 – Vazões mássicas pelo modelo corrigido Ld para Strobel (2019).	53
Tabela 13 – Erros médios relativos do modelo proposto, modelo corrigido e hipótese de distribuição uniforme para Strobel (2019).	54
Tabela 14 – Porcentagem de vazão mássica por canal com o método L – trocador de calor $\frac{1}{4}$ de parede com 10 mil canais.	56
Tabela 15 – Erros médios relativos do modelo proposto, modelo corrigido e hipótese de distribuição uniforme para equipe T2F (2020).	57
Tabela 16 – Porcentagem de vazão mássica por canal pelo método do fator de forma original – trocador de calor com 11 canais retangulares.	58
Tabela 17 – Porcentagem de vazão mássica método corrigido L – trocador de calor com 11 canais retangulares.	58
Tabela 18 – Erros médios relativos do modelo proposto, modelo corrigido e hipótese de distribuição uniforme para Peng et al. (2020).	60
Tabela 19 – Erros médios relativos do modelo proposto, modelo corrigido e hipótese de distribuição uniforme para Sarmiento et al. (2020).	62
Tabela 20 – Porcentagem vazão mássica pelo modelo proposto para Strobel e Mortean (2020).	63

Tabela 21 – Porcentagem vazão mássica aplicando a média entre colunas adjacentes - Modelo proposto original para Strobel e Morteau (2020).	63
Tabela 22 – Porcentagem vazão mássica aplicando a média entre colunas adjacentes - Modelo proposto corrigido L para Strobel e Morteau (2020).....	64
Tabela 23 – Porcentagem vazão mássica aplicando a média entre colunas adjacentes - Modelo proposto corrigido Ld para Strobel e Morteau (2020).....	64
Tabela 24 – Erros médios relativos com base nos resultados de Strobel e Morteau (2020). ...	65
Tabela 25 – Porcentagem vazão mássica para Ma et al. (2020) – Modelo proposto.	66
Tabela 26 – Erros médios relativos aos casos da literatura.	67
Tabela 27 – Resultados experimentais Bocal 300.	69
Tabela 28 – Resultados experimentais Bocal 600.	69
Tabela 29 – Porcentagem de vazão mássica bocal 300: dados experimentais.	73
Tabela 30 – Porcentagem de vazão mássica bocal 600: dados experimentais.	73
Tabela 31 – Pressão e temperatura médias durante os testes.	74
Tabela 32 – Resultados modelo teórico para o bocal 300.	75
Tabela 33 – Resultados modelo teórico para o bocal 600.	75
Tabela 34 – Erros médios relativos para os casos experimentais.....	78

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1. OBJETIVOS.....	15
1.1.1. Objetivo geral.....	15
1.1.2. Objetivos específicos.....	15
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1. TROCADORES DE CALOR.....	16
2.2. TROCADORES DE CALOR COMPACTOS.....	17
2.3. MÁ DISTRIBUIÇÃO.....	19
2.4. ESTUDOS DE MÁ DISTRIBUIÇÃO.....	20
2.4.1. Trocador de calor com 9 canais.....	21
2.4.2. Trocador de calor com $\frac{1}{4}$ de parede com 10 mil canais	22
2.4.3. Trocador de calor com 11 canais de geometria retangular	23
2.4.4. Trocador de calor com 171 canais.....	25
2.4.5. Trocador de calor com 24 e 99 canais.....	27
2.4.6. Trocador de calor com 32 canais.....	29
2.5. FATOR DE FORMA.....	30
2.5.1. Fator de forma entre superfícies retangulares de posição arbitrária.....	32
2.6. COEFICIENTE DE VARIAÇÃO (CoV).....	34
2.6.1. Medição do CoV empregando fator de forma	36
3. METODOLOGIA.....	37
3.1. MODELO PROPOSTO.....	37
3.1.1. Método corretivo.....	40
3.2. METODOLOGIA PARA COMPARAÇÃO COM ESTUDOS DISPONÍVEIS NA LITERATURA.....	41
3.2.1. Estudos usados para a validação do modelo	42
3.3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	43
3.3.1. Preparação dos bocais e placa de canais	44
3.3.2. Bancada experimental.....	47
3.3.3. Metodologia experimental	48
3.3.4. Incerteza experimental.....	49
4. RESULTADOS E ANÁLISE DE RESULTADOS	50

4.1. COMPARAÇÃO COM ESTUDOS DISPONÍVEIS NA LITERATURA	50
4.1.1. Resultados trocador de calor 9 canais	50
4.1.2. Resultados trocador de calor $\frac{1}{4}$ de parede com 10 mil canais.....	55
4.1.3. Resultados trocador de calor com 11 canais de geometria retangular	58
4.1.4. Resultados trocador de calor com 171 canais	60
4.1.5. Resultados trocador de calor com 24 e 99 canais	62
4.1.6. Resultados trocador de calor com 32 canais	66
4.1.7. Análise do modelo proposto.....	67
4.2. RESULTADOS EXPERIMENTAIS	68
4.3. COMPARAÇÃO TEÓRICO X EXPERIMENTAL.....	74
5. CONCLUSÃO.....	79
REFERÊNCIAS.....	80
APÊNDICE A – CÓDIGO MATLAB PARA CÁLCULO DO FATOR DE FORMA	83
APÊNDICE B – VELOCIDADES E INCERTEZAS EXPERIMENTAIS.....	87

1. INTRODUÇÃO

Trocadores de calor compactos são equipamentos de grande potencial e apresentam inúmeras vantagens em relação a trocadores convencionais, sendo caracterizados por uma alta área de troca de calor por unidade de volume, redução de peso, espaço, consumo de energia e custos (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

Um dos principais problemas dos trocadores de calor compactos é a sua fabricação, pois possuem pequenos canais que tornam a fabricação por métodos convencionais muito custosa e problemática, havendo ainda a possibilidade de ocorrer imperfeições que podem bloquear o canal. Ainda, as geometrias de canais que resultam em maior eficiência do trocador de calor muitas vezes apresentam distribuições complexas. A partir da utilização do processo de manufatura aditiva, com impressoras 3D, esse processo pode ser facilitado e barateado, como pode ser visto nos trabalhos de Hein (2019), Strobel (2019), Wang et al. (2018) e Zess e Dressler (2018).

A modelagem matemática de trocadores de calor compactos está diretamente relacionada à distribuição do fluido nos canais. A má distribuição faz com que alguns canais recebam maior volume de fluido que outros, afetando o desempenho térmico. Muitos experimentos para determinar a transferência de calor e a perda de carga do sistema utilizam a hipótese de distribuição uniforme do fluido nos canais. Para modelagem de um trocador de calor compacto com alta eficiência, tanto a má distribuição quanto a perda de carga devem ser analisadas (BAEK; LEE; JEONG, 2014).

Existem diversos estudos sobre trocadores de calor compactos, porém, não existem estudos sobre modelos teóricos para estimar a vazão mássica nos canais. Segundo Chu et al. (2018), a maioria dos estudos focam em melhorar a troca térmica no núcleo, mas a má distribuição do fluido pode prejudicar gravemente a eficiência do trocador de calor por aumentar a queda de pressão, e também deveria ser estudada.

O presente trabalho busca desenvolver um modelo teórico para estimar a distribuição de fluido nos canais do núcleo de trocadores de calor compactos. O modelo tem como base equações do fator de forma, relacionando a porcentagem de radiação entre superfícies com a vazão mássica. O modelo leva em consideração a posição dos canais, área transversal do canal, área da superfície de entrada do fluido e a profundidade do bocal de entrada.

O modelo foi implementado no software MATLAB, e os resultados foram comparados com diferentes estudos disponíveis na literatura. Para aprimorar o modelo, foi implementado um método de correção, que leva em consideração fatores geométricos do bocal.

Para validação final, uma bancada experimental foi elaborada para coletar a velocidade nos canais em duas configurações de bocais. Ambos os bocais foram testados com uma placa com canais semicirculares com diâmetro de 6 mm. Os resultados experimentais foram comparados com o modelo teórico proposto no presente trabalho.

1.1. OBJETIVOS

Para resolver a problemática da falta de um modelo teórico para prever a distribuição de fluido em canais de trocadores de calor, propõe-se os seguintes objetivos.

1.1.1. Objetivo geral

O principal objetivo do presente trabalho é desenvolver um modelo teórico para estimar a distribuição de fluido em canais de trocadores de calor compactos.

1.1.2. Objetivos específicos

- Analisar os parâmetros que afetam a distribuição do fluido nos canais;
- Desenvolver um algoritmo no software MATLAB para calcular os fatores de forma entre o bocal e os canais do núcleo;
- Utilizar o conceito de fator de forma para estimar as parcelas de fluido presentes nos canais;
- Analisar os parâmetros que afetam o modelo teórico proposto;
- Validar o modelo proposto pela comparação dos resultados com dados presentes na literatura e dados obtidos nos experimentos;
- Comparar os resultados do modelo proposto com a hipótese de distribuição uniforme nos canais.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A má distribuição é um fenômeno presente em trocadores de calor compactos e afeta o desempenho térmico destes equipamentos. Atualmente, não existem modelos analíticos capazes de prever esse fenômeno antes da fabricação, a única forma é utilizando métodos numéricos, que podem demandar muito tempo para serem finalizados. Este estudo aborda um novo modelo teórico para prever a distribuição de fluido nos canais de trocadores de calor.

Esta seção abordará conceitos necessários para o entendimento do estudo, como a definição de trocadores de calor compactos e não compactos, má distribuição e fator de forma, assim como pesquisas realizadas sobre má distribuição que auxiliaram na validação do modelo proposto.

2.1. TROCADORES DE CALOR

Segundo Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012) e Shah e Sekulic (2003), trocadores de calor são equipamentos que têm como principal função realizar a transferência de calor entre duas ou mais fontes que se encontram em temperaturas diferentes e podem ser classificados de acordo com o modo de transferência de calor (contato direto ou indireto), configuração do escoamento (paralelo, contracorrente ou cruzado), tipo de construção (tubular, de placas, regenerativo ou com superfícies estendidas), número de fluidos, mecanismos de transferência (monofásico ou bifásico), grau de compactação, que representa a razão entre área de troca térmica e volume do equipamento, entre outros.

De acordo com o grau de compactação, os trocadores podem ser divididos em duas classes: compactos e não compactos, possuindo os compactos uma maior área de troca de calor por volume devido à dimensão reduzida dos canais. Segundo Shah e Sekulic (2003), trocadores de calor que operam com escoamento de gás são ditos compactos quando possuem diâmetro hidráulico menor ou igual a 6 mm, mini trocadores de calor possuem $100 \mu\text{m} \leq D_h \leq 1 \text{ mm}$ e para micro trocadores de calor o intervalo é de $1 \mu\text{m} \leq D_h \leq 100 \mu\text{m}$.

Trocadores de calor são muito utilizados em usinas de energia, na indústria química ou petroquímica, resfriamento de máquinas ou equipamentos, armazenamento de energia térmica, ainda, desempenham um importantíssimo papel no setor automotivo, aeroespacial e naval, onde o espaço para instalação é reduzido, necessitando o uso de trocadores de calor compactos (MORTEAN, 2017).

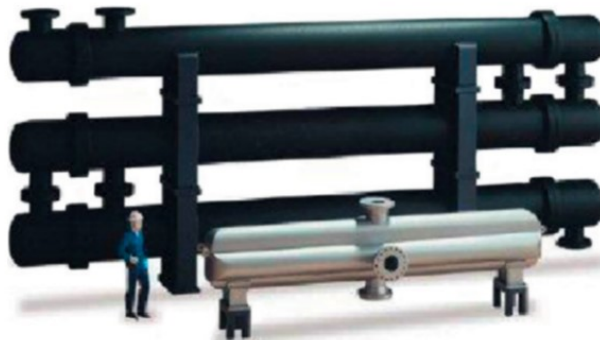
2.2. TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

Trocadores de calor compactos são caracterizados por uma alta razão entre a área de troca de calor por volume total. São ótimas soluções para diversas aplicações do mercado, especialmente em casos em que é necessário um baixo peso e o espaço para instalação é reduzido, como nas áreas aeroespacial, naval e automotiva (SARMIENTO et al., 2020).

Segundo Shah e Sekulic (2003), trocadores de calor podem ser definidos como compactos pela densidade de área superficial do núcleo, variando de acordo com a fase dos fluidos. Para trocadores que operam com escoamento de gás, a densidade de área superficial deve ser maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ e caso trabalhe com escoamento líquido ou líquido em mudança de fase esse valor deve ser maior ou igual a $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Trocadores de calor com microcanais possuem densidade de área superficial maiores que $15000 \text{ m}^2/\text{m}^3$, enquanto um trocador de calor tradicional do tipo casco e tubos não chega a $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$. A Figura 1 compara um trocador de calor compacto com um tradicional.

Figura 1 – Comparação de volume entre um trocador de calor compacto de circuito impresso e um trocador de calor tradicional.



Fonte: Wright, Wright e Cabet (2012).

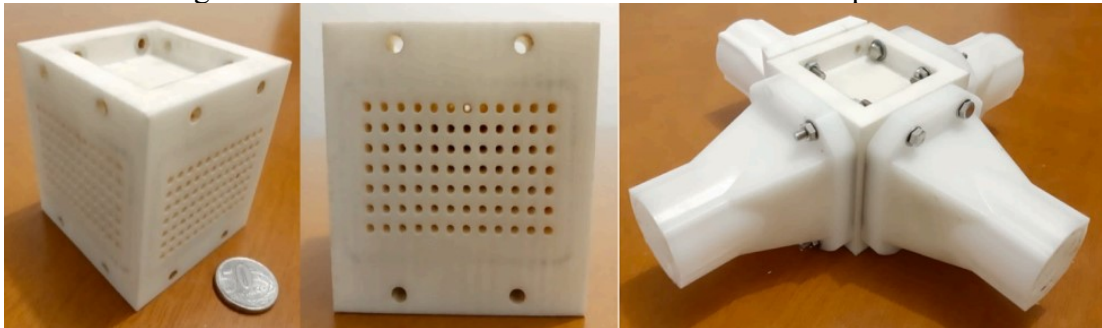
O crescimento na produção de trocadores de calor compactos deriva das necessidades da indústria por equipamentos menores e mais eficientes e dos avanços na área de manufatura, que possibilitam fabricar pequenos objetos, com alta precisão, custo baixo e em grande escala (KEW; REAY, 2011).

Existem diversos estudos sobre melhorias nas geometrias de canais e bocais, processos de fabricação, má distribuição no bocal e perda de carga em trocadores de calor compactos. O processo de fabricação é difícil pela presença de canais com pequenas dimensões e geometrias complexas. Meng et al. (2020) estudaram potenciais métodos para fabricação de trocadores de calor compactos constituídos por tubos com diâmetros menores que 1 mm e microcanais com

menos de 200 μm . Dentre os processos estudados estão fresagem química, impressão 3D, estereolitografia e micro usinagem.

A Figura 2 apresenta as geometrias do núcleo e bocal de um trocador de calor compacto produzido por impressão 3D.

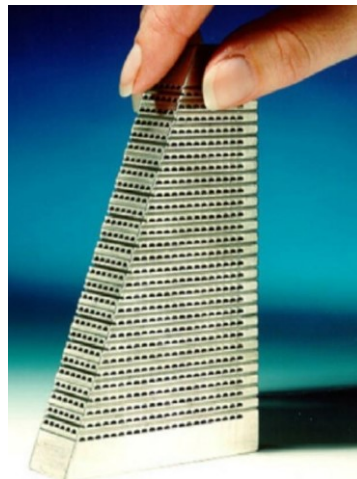
Figura 2 – Núcleo e bocal de trocadores de calor compactos.



Fonte: Hein e Mortean (2021).

Entre os trocadores de calor compactos, o mais estudado é o de circuito impresso (Printed Circuit Heat Exchanger – PCHE), que além da alta transferência de calor, possibilita trabalhar com altas pressões, possuindo um grande potencial de aplicação no campo de geração de energia nuclear, solar e a hidrogênio (HUANG et al., 2019). Os PCHE's são obtidos através do empilhamento de placas gravadas por corrosão química e soldadas por difusão para formar o núcleo (Figura 3) (MORTEAN, 2014).

Figura 3 – Núcleo de um trocador de calor de circuito impresso.



Fonte: Sundén e Fu (2017).

2.3. MÁ DISTRIBUIÇÃO

Muitos estudos consideram o fluido uniformemente distribuído dentro do bocal para mensurar as trocas de calor e perda de carga, entretanto, em muitos casos essa hipótese está incorreta (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012; LUO et al., 2008; WEN; LI, 2004). Ignorar os efeitos da má distribuição pode causar uma distribuição não uniforme da temperatura no trocador de calor, presença de pontos quentes, canais sem escoamento, aumento da perda de carga e redução da eficiência (DĄBROWSKI, 2020).

De acordo com Anjun et al. (2003), a má distribuição do fluido pode ser causada por bocais e região de entrada mal projetados, presença de incrustação ou corrosão nos canais e pelo próprio processo de troca de calor. Portanto é necessário que haja cuidado ao realizar o projeto e manutenções periódicas a fim de evitar efeitos indesejados.

Segundo Baek, Lee e Jeong (2014), a má distribuição e a perda de carga devem ser analisadas para desenvolver um trocador de calor compacto de alta eficiência. Os autores afirmam que quanto maior a má distribuição, menor será a eficiência térmica do trocador de calor.

Para Lalot et al. (1999), a má distribuição do fluido pode reduzir em até 25% a eficiência do trocador de calor e Strobel (2019), a partir de uma análise experimental, concluiu que um dos fatores que mais influenciam na má distribuição de fluido em trocadores de calor é a razão entre as áreas de entrada e saída do bocal, quanto maior essa razão, pior será a distribuição de fluido. Baek, Lee e Jeong (2014) afirmam que o fenômeno da má distribuição tende a piorar com o aumento do número de canais.

Luo et al. (2008) concluíram que a má distribuição é bastante prejudicial para trocadores de calor compactos e que resolver esse problema é um grande desafio para melhorar futuros projetos.

Vários estudos buscam melhorar a distribuição de fluido em trocadores de calor. Wen e Li (2004) instalaram uma placa perfurada no bocal de entrada para reduzir a má distribuição e comparou os resultados com o bocal convencional. A placa foi projetada com furos de menor diâmetro no seu centro e maiores nas suas extremidades de forma alinhada e escalonada. Os resultados mostraram que a instalação da placa melhorou consideravelmente a distribuição do fluido, mas houve um aumento na perda de carga.

Com base nesse estudo, Peng et al. (2020) analisaram diferentes configurações de bocal (semicircular, triangular e parabólico) e a inserção de placas próximas ao canal de entrada para direcionar o fluido de maneira uniforme dentro do bocal, buscando reduzir a má

distribuição e a perda de carga. Comparando os resultados do bocal semicircular com o parabólico com placas de distribuição de fluido, a má distribuição e a perda de carga reduziram em 91,5% e 40,9%, respectivamente.

Chu et al. (2018) analisaram a influência do comprimento do núcleo de um trocador de calor de circuito impresso na má distribuição e concluiu que o aumento do caminho reduz o grau de má distribuição e melhora a distribuição do fluido. Os autores também estudaram numericamente diferentes configurações de bocais, entre eles, retangular, parabólico, trapezoidal e hiperbólico e constatou que bocais que apresentam transições bruscas, como o retangular, possuem pior distribuição de fluido, porque possibilitam a existência de zonas de recirculação dentro do bocal. Foi notado que o nível de má distribuição foi reduzindo conforme a geometria do bocal permitia transições mais suaves e que o bocal hiperbólico obteve os melhores resultados.

A partir dos estudos citados, é possível constatar que é necessário levar em consideração a má distribuição do fluido na modelagem matemática de trocadores de calor, pois sua existência afeta o desempenho térmico do equipamento. Um dos parâmetros utilizados para estimar o grau de má distribuição é o coeficiente de variação (CoV), que será detalhado na seção 2.6. Entretanto, este método estima o nível de má distribuição do trocador de canal com base apenas em resultados experimentais ou numéricos e não consegue prever o nível de má distribuição do trocador de calor e nem a fração de fluido nos canais. Baek, Lee e Jeong (2014) e Sarmiento et al. (2020) utilizaram o CoV para quantificar o nível de má distribuição nos trocadores de calor que estudaram.

O presente trabalho busca desenvolver um modelo para obtenção da vazão mássica nos canais, de modo que futuramente possa ser empregado em modelos térmicos e de queda de pressão de trocadores de calor compactos.

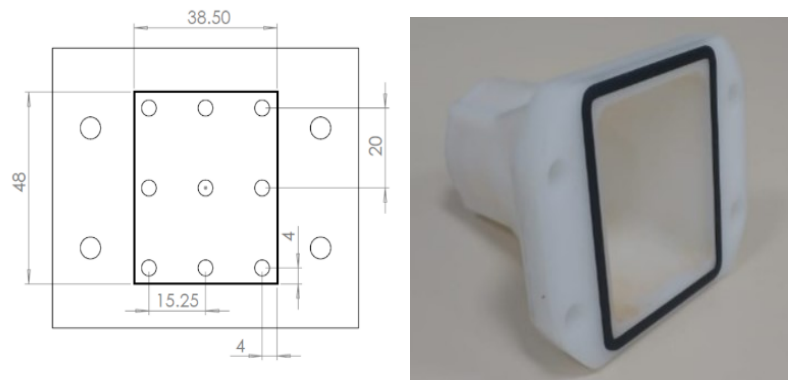
2.4. ESTUDOS DE MÁ DISTRIBUIÇÃO

A seguir serão apresentados os trabalhos utilizados para realizar a validação do modelo proposto, informando as dimensões, quantidade de canais, geometria do bocal e seus respectivos resultados.

2.4.1. Trocador de calor com 9 canais

Strobel (2019) analisou a perda de carga e má distribuição em um trocador de calor compacto. Para tal desenvolveu uma bancada experimental para mensurar a vazão mássica em cada canal. Foram utilizadas diferentes vazões de teste. Os testes foram realizados em uma configuração com 9 canais de 6 mm de diâmetro. O bocal possui uma entrada circular com diâmetro d_1 de 25,4 mm e uma saída retangular com $l = 38,5$ mm e $h = 48$ mm. As dimensões são mostradas na Figura 4 a seguir.

Figura 4 – Configuração do núcleo do trocador de calor e bocal de entrada.



Fonte: Strobel (2019).

Os resultados obtidos por Strobel (2019) e que serão utilizados para validação do modelo estão dispostos na Tabela 1.

Tabela 1 – Resultados de vazão mássica nos canais para diferentes frequências de bombeamento obtidos por Strobel (2019).

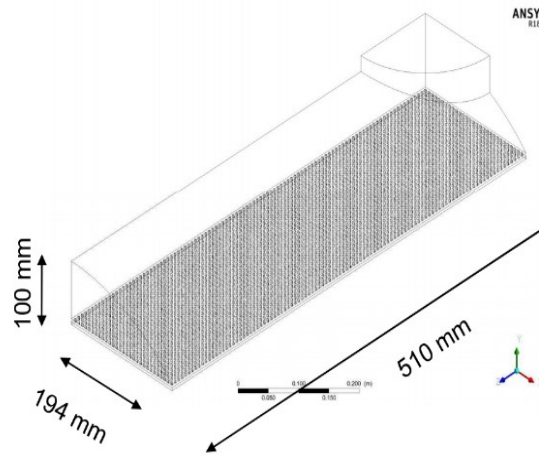
Canais	Vazão mássica [g/s]						
	11 Hz	13 Hz	15 Hz	17 Hz	19 Hz	21 Hz	23 Hz
C ₁	12,6	15,4	17,7	20,3	22,7	25,3	28,1
C ₂	13,0	15,5	17,8	20,4	22,7	25,4	28,2
C ₃	13,4	15,3	17,6	20,1	22,4	25,0	27,8
C ₄	13,0	15,7	17,9	20,5	22,8	25,5	28,4
C ₅	13,8	15,7	17,9	20,5	22,9	25,5	28,3
C ₆	13,0	15,7	17,9	20,4	22,8	25,3	28,2
C ₇	13,9	15,6	17,8	20,4	22,8	25,4	28,3
C ₈	14,1	15,5	17,6	20,1	22,3	24,8	27,8
C ₉	13,8	15,5	17,7	20,3	22,6	25,2	28,0

Fonte: Strobel (2019).

2.4.2. Trocador de calor com $\frac{1}{4}$ de parede com 10 mil canais

Foi realizada uma análise, pela Thermal Fluid Flow Group – T2F (Equipe T2F (2020)), da má distribuição em um trocador de calor, cujo $\frac{1}{4}$ da parede de canais possui 10744 canais circulares com 2,2 mm de diâmetro (Figura 5). A Figura a seguir indica as dimensões do trocador de calor.

Figura 5 – Dimensões $\frac{1}{4}$ trocador de calor (T2F).



Fonte: Equipe T2F (2020).

A análise foi feita com os fluidos de trabalho água e ar. Para expressão dos resultados, as vazões mássicas foram subdivididas em 13 regiões e em que cada região foi obtida a soma das vazões mássicas presentes nos canais, em porcentagem, como pode ser observado na Figura 6.

Os resultados mostraram uma maior vazão mássica nos canais próximos à região de entrada do fluido. Os resultados utilizando água como fluido de trabalho mostram um maior gradiente de vazão mássica para distâncias menores que 200 mm e os valores se estabilizam para maiores comprimentos (Figura 7). O teste utilizando ar como fluido de trabalho tem características semelhantes. O fluxo mássico de entrada para o teste com água foi de 14,03 kg/s e com ar foi de 4,26 kg/s (Figura 8).

O presente trabalho utilizará para comparação os dados da Figura 6, que mostra a fração de massa encontrada para 13 diferentes regiões no teste com água. As regiões foram divididas em colunas, sendo a primeira a mais próxima a região de entrada de fluido e a última a mais afastada.

Figura 6 – Porcentagem de vazão mássica por região obtida pela equipe T2F.

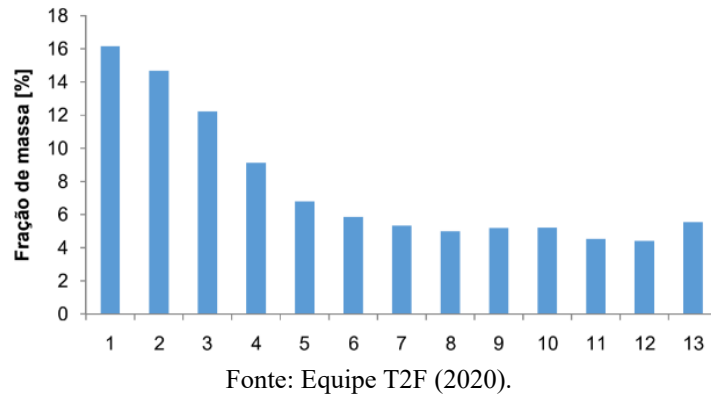


Figura 7 – Resultado má distribuição para fluido de trabalho água.

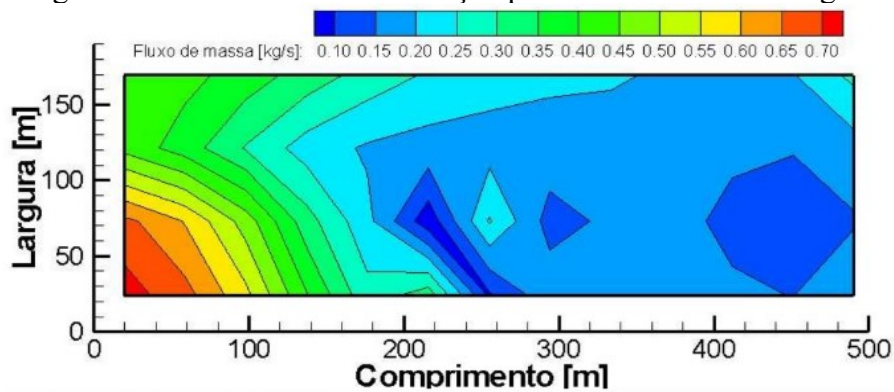
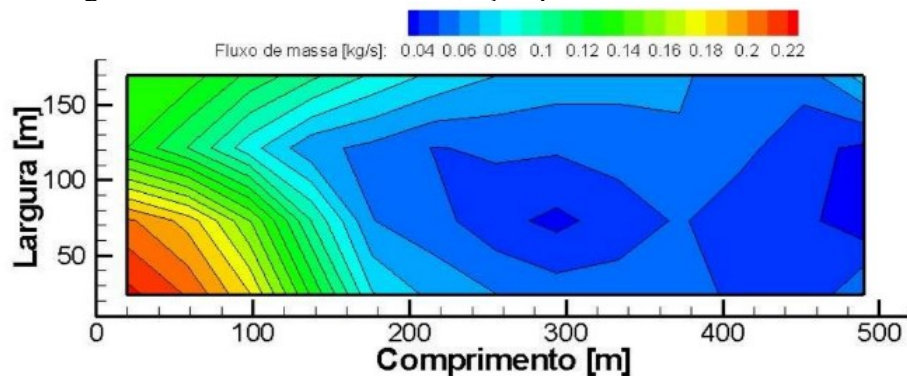


Figura 8 – Resultado má distribuição para fluido de trabalho ar.



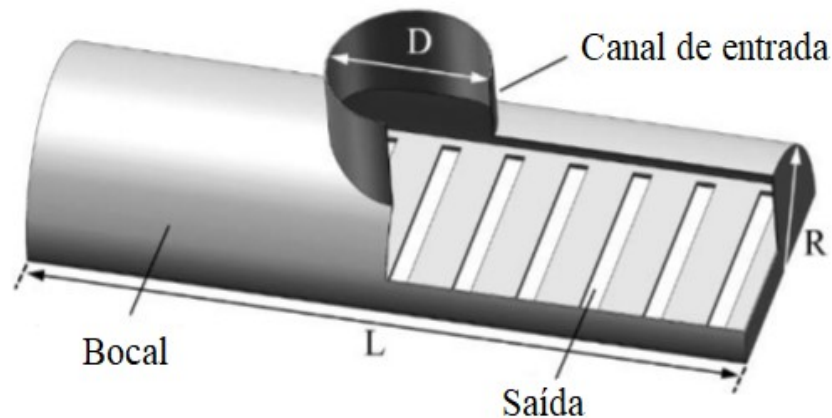
2.4.3. Trocador de calor com 11 canais de geometria retangular

Peng et al. (2020) estudaram a interferência da geometria do bocal na perda de carga e má distribuição de um trocador de calor. Para isso, realizou experimentos utilizando diferentes

geometrias de bocais. Foram analisadas 3 geometrias: semicircular, triangular e parabólica, que são apresentadas na Figura 9 e Figura 10.

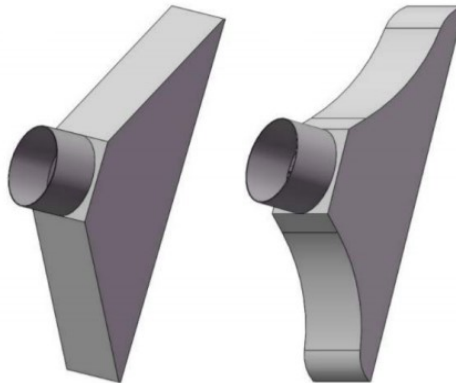
As dimensões dos canais, diâmetro do duto de entrada de fluido (D) e comprimentos da parede de canais (L e $2R$) são as mesmas para as 3 geometrias, sendo $D = 100$ mm, $L = 452$ mm e $R = 77$ mm. Os canais possuem 12 mm de largura e 154 mm de altura. As paredes entre as arestas laterais dos canais possuem 28 mm de largura.

Figura 9 – Dimensões bocal semicircular.



Fonte: Peng et al. (2020).

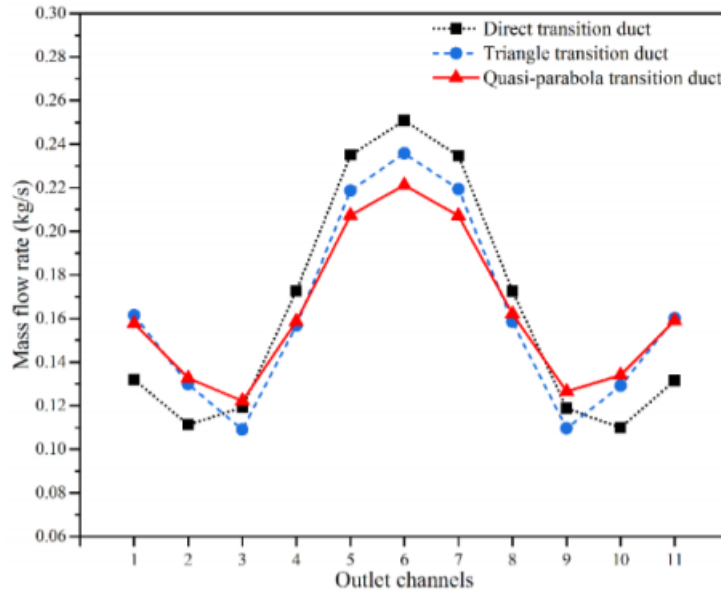
Figura 10 – Bocal triangular e parabólico.



Fonte: Peng et al. (2020).

As vazões mássicas por canal foram calculadas para cada geometria a fim de entender qual geometria gera menor má distribuição (PENG et al., 2020). O gráfico de vazões mássicas apresentado por Peng et al. (2020) está presente na Figura 11. Os valores para o bocal semicircular estão representados pela linha pontilhada preta, já a linha tracejada azul representa o bocal de entrada triangular e a linha vermelha mostra o comportamento do bocal de geometria parabólica.

Figura 11 – Gráfico de vazão mássica por canal para diferentes configurações de bocal.



Fonte: Peng et al. (2020).

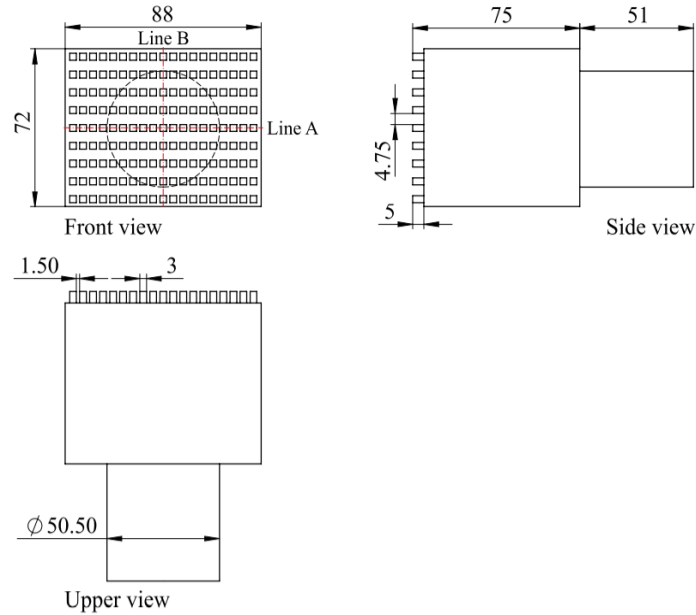
A partir da Figura 11 é possível observar que o bocal que gerou menor má distribuição foi o parabólico, seguido pelo triangular e por último o semicircular. Todos os bocais obtiveram maior concentração de fluido nos canais próximos à entrada de fluido. Nos canais das extremidades (canais 1, 2, 10 e 11) observa-se um crescimento da vazão mássica em relação aos canais 3 e 9.

O presente trabalho utilizou os resultados do bocal semicircular e do triangular para validar o modelo proposto.

2.4.4. Trocador de calor com 171 canais

Sarmiento et al. (2020) estudaram a performance térmica de um trocador de calor soldado por difusão e realizaram uma medição numérica da distribuição de fluido para os canais. As dimensões do bocal do trocador de calor estão disponíveis na Figura 12. Para análise dos dados, foi apresentado por Sarmiento et al. (2020) um gráfico por cores que indica a quantidade mássica de fluido presente em cada canal pelo máximo valor de vazão mássica encontrado ($\dot{m}_i/\dot{m}_{i,máx}$), presente na Figura 13.

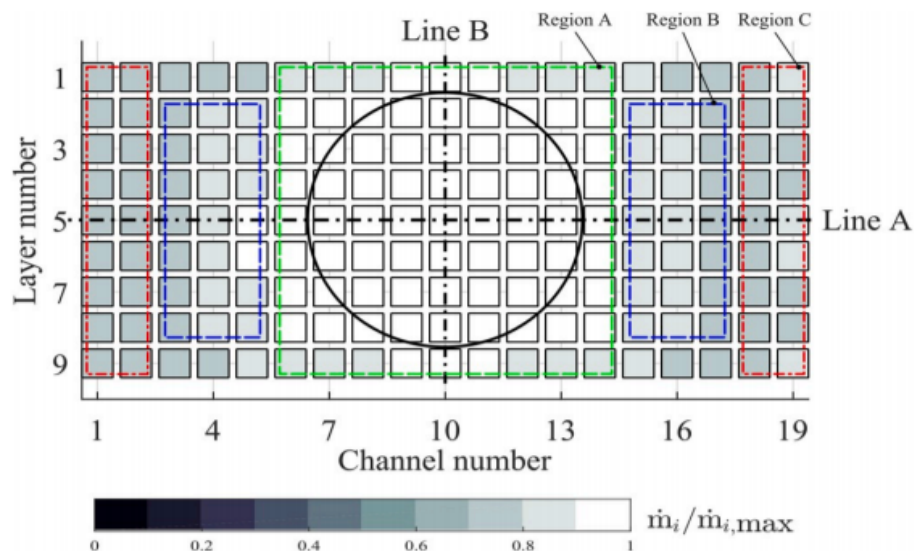
Figura 12 – Dimensões bucal trocador de calor com 171 canais.



Fonte: Sarmiento et al. (2020).

Os resultados foram separados em três regiões (Figura 13), com a região A representando a parte central dos canais, a região B a parte intermediária e a região C composta pelos canais mais externos. Ao realizar uma média dos valores encontrados para cada região, Sarmiento et al. (2020) encontraram para região A uma vazão mássica praticamente homogênea com $\dot{m}_i/\dot{m}_{i,máx} \cong 1$. Para a região B houve uma pequena redução de vazão mássica devido aos efeitos de recirculação, apresentando $\dot{m}_i/\dot{m}_{i,máx}$ entre 0,85 e 0,95 e a região C apresentou os menores valores de vazão mássica, como esperado, com $\dot{m}_i/\dot{m}_{i,máx} \cong 0,75$.

Figura 13 – Vazão mássica do canal por vazão máxima obtida ($\dot{m}_i/\dot{m}_{i,máx}$).

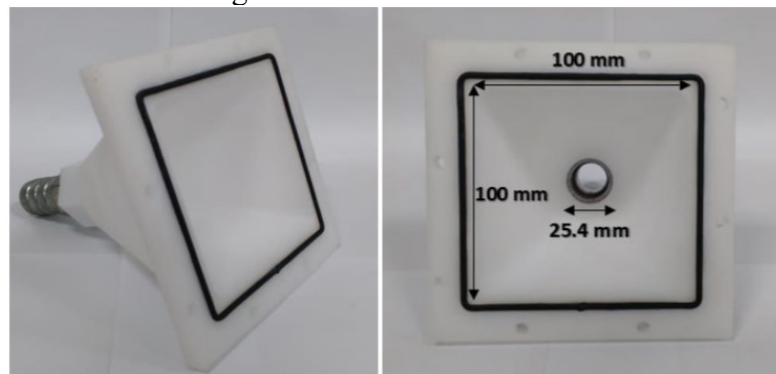


Fonte: Sarmiento et al. (2020).

2.4.5. Trocador de calor com 24 e 99 canais

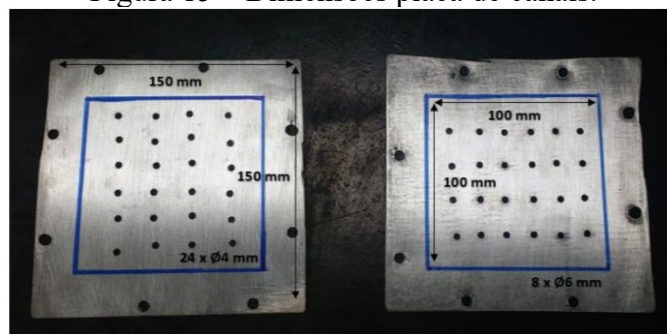
Strobel e Mortean (2020) realizaram um estudo sobre a má distribuição variando parâmetros como a dimensão do canal de entrada do bocal, número de canais e comprimento dos canais. O grau de má distribuição foi quantificado a partir do $CoV_{(\Delta P)}$. As dimensões do bocal e da parede de canais podem ser observados na Figura 14 e Figura 15, respectivamente.

Figura 14 – Dimensões bocal.



Fonte: Strobel e Mortean (2020).

Figura 15 – Dimensões placa de canais.



Fonte: Strobel e Mortean (2020).

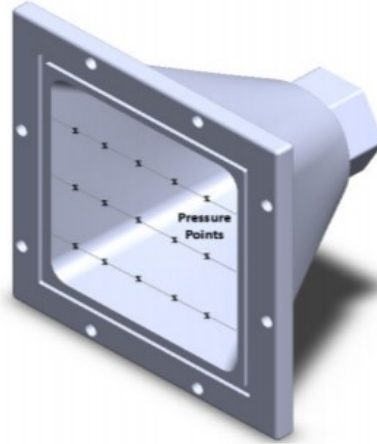
Para análise dos efeitos da variação de cada parâmetro, os autores estudaram diferentes configurações de bocais. Estudaram bocais com diâmetro de entrada (D) de 25,4 mm e 12,7 mm, comprimento de canais com 4 e 44 mm, e para visualizar o efeito do número de canais, testaram placas com 99 e 24 furações de 44 mm de diâmetro. No total, os autores montaram 5 diferentes configurações:

- $D = 25,4$ mm, $L = 44$ mm e 24 canais;
- $D = 25,4$ mm, $L = 4$ mm e 24 canais;
- $D = 12,7$ mm, $L = 44$ mm e 24 canais;
- $D = 12,7$ mm, $L = 4$ mm e 24 canais;

- $D = 12,7$ mm, $L = 4$ mm e 99 canais.

A Figura 16 mostra as localizações onde foram feitas as leituras de gradiente de pressão.

Figura 16 – Pontos para leitura de gradiente de pressão.



Fonte: Strobel e Morteau (2020).

É possível observar na Figura 16, um total de 15 pontos, em que foram coletados os valores de diferença de pressão para cada uma das 5 configurações. Esses resultados serão utilizados para validação do modelo proposto. Os resultados obtidos por Strobel e Morteau (2020) e utilizados para a validação do modelo podem ser vistos na Tabela abaixo:

Tabela 2 – Resultados experimentais obtidos por Strobel e Morteau (2020).

Diâmetro canal de entrada [mm]	Vazão mássica [kg/s]	Linha	Resultados experimentais Strobel e Morteau (2020) [kPa]					
			Coluna					
			1	2	3	4	5	
25,4	0,0028	1	0,131	0,136	0,130	0,135	0,135	
		2	0,122	0,136	0,128	0,119	0,122	
		3	0,125	0,119	0,122	0,129	0,130	
	0,0055	1	0,250	0,253	0,254	0,253	0,242	
		2	0,256	0,257	0,262	0,243	0,256	
		3	0,253	0,269	0,256	0,250	0,245	
	0,011	1	0,852	0,859	0,866	0,848	0,855	
		2	0,910	0,963	0,956	0,892	0,888	
		3	0,902	0,896	0,890	0,902	0,904	
	0,022	1	2,543	2,547	2,557	2,539	2,556	
		2	2,538	2,782	2,820	2,577	2,547	
		3	2,515	2,516	2,500	2,504	2,497	
	12,7	0,0028	1	0,925	0,971	1,006	0,843	0,856

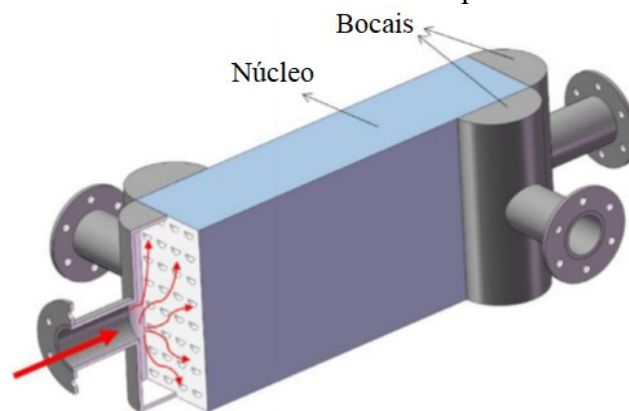
Diâmetro canal de entrada [mm]	Vazão mássica [kg/s]	Linha	Resultados experimentais Strobel e Mortean (2020) [kPa]				
			Coluna				
			1	2	3	4	5
		2	0,805	0,800	0,850	0,890	0,869
		3	0,829	0,863	0,844	0,765	0,783
		1	5,785	5,648	5,853	5,637	5,861
0,0055		2	5,644	5,942	5,749	5,818	5,841
		3	5,768	5,922	5,691	5,891	5,821
		1	22,965	22,975	22,961	22,931	22,858
0,011		2	22,855	22,907	22,932	22,826	22,742
		3	22,908	22,922	22,898	22,889	22,906
		1	77,158	77,030	77,156	77,025	77,106
0,022		2	77,547	77,667	77,901	77,498	77,461
		3	77,779	77,842	77,648	77,648	77,532

Fonte: Strobel e Mortean (2020)

2.4.6. Trocador de calor com 32 canais

Ma et al. (2020) desenvolveram um modelo matemático para prever a má distribuição do fluido de trocadores de calor de circuito impresso (PCHE). A análise do modelo é baseada em resultados numéricos aplicados para $\frac{1}{4}$ do trocador de calor. O modelo do trocador de calor está presente na Figura 17.

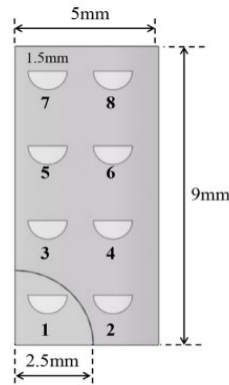
Figura 17 – Trocador de calor de circuito impresso Ma et al. (2020).



Fonte: Ma et al. (2020).

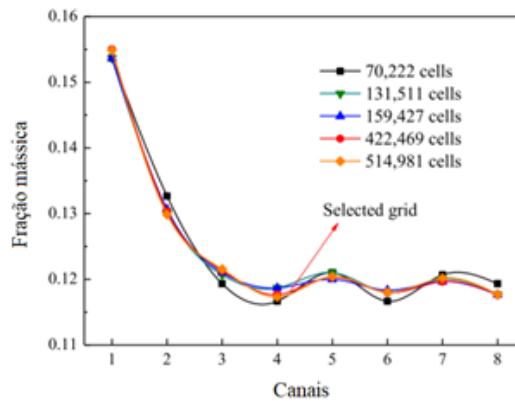
A configuração do trocador de calor estudado por Ma et al. (2020) e os resultados de vazão mássica encontrados numericamente pelos autores podem ser observados na Figura 18 e Figura 19, respectivamente. Além disso, a profundidade do bocal semicircular é de 5 mm.

Figura 18 – Configuração de entrada de $\frac{1}{4}$ de trocador de calor de Ma et al. (2020).



Fonte: Ma et al. (2020).

Figura 19 – Resultados numéricos Ma et al. (2020).



Fonte: Ma et al. (2020).

Como pode ser observado na Figura 19, os canais localizados mais próximos do duto de entrada apresentaram maiores vazões mássicas. As parcelas de fluido a partir do canal 4 são mais uniformes.

2.5. FATOR DE FORMA

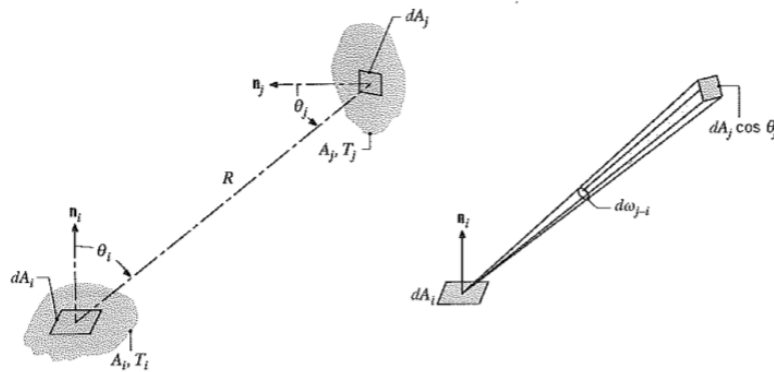
O fator de forma F_{ij} é definido como a fração da radiação que deixa uma superfície i e é interceptada por uma superfície j . Ele é obtido através da hipótese de que as superfícies emitem e refletem de forma difusa, dependendo somente das geometrias das superfícies e suas posições relativas (INCROPERA et al., 2014).

Após a definição dos ângulos formados entre os vetores normais às superfícies (Figura 20), da distância entre seus centros e áreas, é possível realizar o cálculo do fator de forma entre as superfícies pela Equação (1).

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi R^2} dA_i dA_j \quad (1)$$

onde F_{ij} é o fator de forma da radiação emitida pela superfície i que chega à superfície j , dA_i e dA_j são as derivadas parciais da área das superfícies i e j , respectivamente, R é a distância entre os centros das superfícies e θ_i e θ_j são os ângulos formados entre a normal da superfície i e R e a normal da superfície j e R , respectivamente. A Figura 20 mostra a configuração para o cálculo do fator de forma entre superfícies.

Figura 20 – Fator de forma entre superfícies.



Fonte: Incropera et al. (2014).

Com base no fator de forma da superfície i para a superfície j (F_{ij}), também é possível determinar o fator de forma da superfície j para a superfície i (F_{ji}) a partir do conhecimento das suas áreas. Essa relação levou o nome de *lei da reciprocidade* (Equação (2)).

$$A_i \cdot F_{ij} = A_j \cdot F_{ji} \quad (2)$$

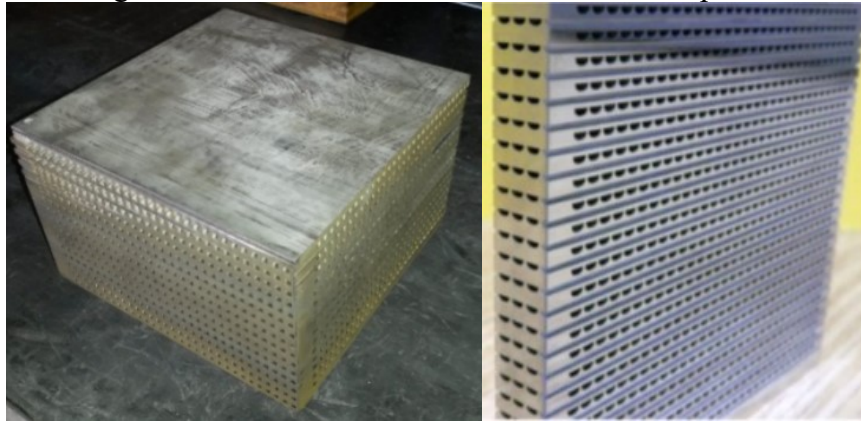
O somatório dos fatores de forma entre todas as superfícies nunca poderá passar o valor unitário e em sistemas abertos grande parte é perdida para o espaço.

Diversas equações simplificadas foram desenvolvidas para calcular o fator de forma de modelos comuns, como por exemplo o fator de forma entre duas superfícies circulares paralelas coaxiais. Isso facilita a obtenção dos resultados, eliminando a necessidade da realização da integral dupla da Equação (1), ainda mais quando se está estudando a troca de radiação entre múltiplas superfícies.

2.5.1. Fator de forma entre superfícies retangulares de posição arbitrária

A maioria dos trocadores de calor compactos são formados por canais de geometria circular, semicircular ou quadrada e espaçados de maneira regular (ver Figura 21).

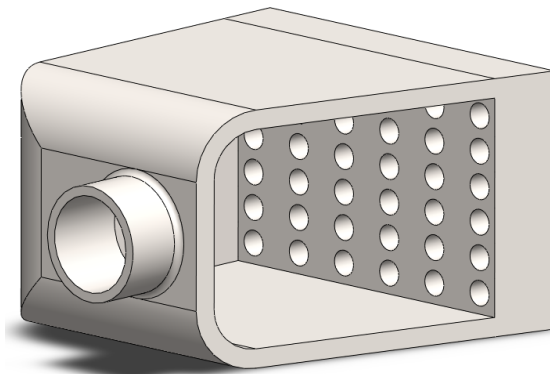
Figura 21 – Núcleos de trocadores de calor compactos.



Fonte: Morteau et al. (2016) e Meng et al. (2020).

Para calcular o fator de forma entre a superfície de entrada de fluido e as superfícies dos canais (Figura 22), foram empregadas correlações de fator de forma disponíveis na literatura. Não foi encontrada relação para superfícies circulares não coaxiais, no entanto, Gross, Spindler e Hahne (1981) desenvolveram uma correlação para calcular o fator de forma entre duas superfícies retangulares não coaxiais. Para mensurar sua funcionalidade, o modelo foi comparado com equações de fator de forma já concretizadas.

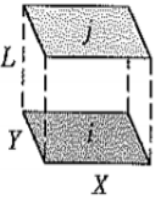
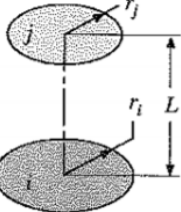
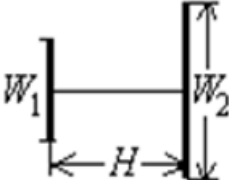
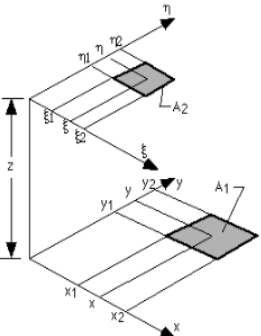
Figura 22 – Vista bocal de entrada e núcleo.



Fonte: autoria própria (2022).

A Tabela 3 apresenta os modelos utilizados para comparação, assim como o modelo estabelecido por Gross, Spindler e Hahne (1981).

Tabela 3 – Modelos e formulações para obtenção dos fatores de forma.

Modelo	Formulação	Referência	Eq.
<p>Retângulos paralelos coaxiais</p> 	$\underline{X} = \frac{X}{L}, \underline{Y} = \frac{Y}{L}$ $F_{ij} = \frac{2}{\pi \underline{X} \underline{Y}} \left\{ \ln \left[\frac{(1 + \underline{X}^2)(1 + \underline{Y}^2)}{1 + \underline{X}^2 + \underline{Y}^2} \right]^{\frac{1}{2}} + \underline{X}(1 + \underline{Y}^2)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\underline{X}}{(1 + \underline{Y}^2)^{\frac{1}{2}}} \right) + \underline{Y}(1 + \underline{X}^2)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\underline{Y}}{(1 + \underline{X}^2)^{\frac{1}{2}}} \right) - \underline{X} \underline{X} - \underline{Y} \underline{Y} \right\}$	Incropera et al. (2014)	(3)
<p>Discos Paralelos Coaxiais</p> 	$R_i = \frac{r_i}{L}, R_j = \frac{r_j}{L}$ $S = 1 + \frac{1 + R_j^2}{R_i^2}$ $F_{ij} = \frac{1}{2} \left\{ S - \left[S^2 - 4 \left(\frac{r_j}{r_i} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}$	Incropera et al. (2014)	(4)
<p>Quadrados paralelos coaxiais com diferentes áreas</p> 	$F_{12} = \frac{1}{\pi W_1^2} \left(\ln \frac{p}{q} + s - t \right)$ $p = (w_1^2 + w_2^2 + 2)^2$ $q = (x^2 + 2)(y^2 + 2)$ $x = w_2 - w_1, \quad y = w_2 + w_1$ $s = u \left(x \arctan \frac{x}{u} - y \arctan \frac{y}{u} \right)$ $t = v \left(x \arctan \frac{x}{v} - y \arctan \frac{y}{v} \right)$ $u = \sqrt{x^2 + 4}, \quad v = \sqrt{y^2 + 4}$	Howell (2010)	(5)
<p>Retângulos paralelos de posição arbitrária</p> 	$F_{12} = \frac{1}{2\pi A_1} \sum_{l=1}^2 \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^2 [(-1)^{(i+j+k+l)} G(x_i, y_j, \eta_k, \xi_l)]$ $A_1 = (x_2 - x_1)(y_2 - y_1)$ $G = vp \left(\frac{v}{p} \right) + uq \left(\frac{u}{q} \right) - \frac{z^2}{2} \ln (u^2 + v^2 + z^2)$ $u = x_i - \xi_l, v = y_j - \eta_k, p = (u^2 + z^2)^{\frac{1}{2}}, q = (v^2 + z^2)^{\frac{1}{2}}$	Gross, Spindler e Hahne (1981)	(6)

Fonte: Gross, Spindler e Hahne (1981) e Incropera et al. (2014).

a relação de Gross, Spindler e Hahne (1981) foi comparada com os demais modelos apresentados na Tabela 3. Para os casos de cálculo de fator de forma entre retângulos, a diferença entre os resultados foi quase nula. Já na comparação para casos de geometria circular, em que foi mantida a área das geometrias, houve uma diferença máxima de 2%.

A Tabela 4 apresenta os resultados da comparação. As comparações foram realizadas para 5 casos: 1) Quadrados de lado 1 m separados por 1 m; 2) Quadrados de lado 2 m separados por 1 m; 3) Quadrados de lado 2 m separados por 5 m; 4) Um quadrado com 1 m de lado separado por 1 m de distância para um outro quadrado de 2 m de aresta; 5) Um quadrado com lado igual a 1 m a uma distância de 3 m de um quadrado com lado de 2 m.

Tabela 4 – Resultados de fatores de forma para os diferentes modelos.

Modelo	Fator de forma				
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Tabelado	0,1998	0,4152	0,0461	0,5176	0,1199
Discos	0,2020	0,4233	0,0463		
Gross et al. (1981)	0,1998	0,4153	0,0461	0,5177	0,1199

Fonte: autoria própria (2022).

Todos os casos presentes na Tabela 4 foram realizados com superfícies coaxiais, pois os modelos de comparação não funcionam para superfícies não coaxiais. Com esses dados foi possível constatar que a relação criada por Gross, Spindler e Hahne (1981) apresentou bons valores para os casos testados, tornando possível adotá-la para realização das próximas etapas.

Como a Equação (6) de Gross, Spindler e Hahne (1981) foi originalmente desenvolvida para retângulos paralelos, e os bocais e canais possuem geometrias circulares ou semicirculares, foi feita a conversão das geometrias circulares para quadrados com base na área.

2.6. COEFICIENTE DE VARIAÇÃO (CoV)

Segundo Baik, Lee e Jeong (2014), o nível de má distribuição do fluido em um trocador de calor compacto pode ser mensurado pelo coeficiente de variação (CoV). Esse fator utiliza o desvio padrão e a média das vazões mássicas dos canais para determinar o grau de má distribuição.

A maior dificuldade de seu uso é a necessidade de realizar experimentos ou obter numericamente as parcelas de fluido nos canais, visto que este método só pode ser utilizado

para medir a má distribuição após o trocador de calor estar em operação, não podendo empregá-lo para prever o nível de má distribuição. O coeficiente de variação pode ser calculado pela Equação (7):

$$CoV = \frac{\text{Desvio padrão}}{\text{média}} = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\dot{m}_i - \bar{m})^2}{N}}}{\bar{m}} \quad (7)$$

onde \dot{m}_i e \bar{m} são a vazão mássica no canal e a vazão mássica média dos canais, respectivamente, N é o número de canais e i é o contador que corresponde a posição dos canais.

O CoV tem zero como valor mínimo e pode chegar até altos valores positivos. Quando CoV é igual a zero, significa que o trocador de calor possui uma distribuição ideal do fluido, ou seja, o fluido é distribuído uniformemente entre os canais (BAEK; LEE; JEONG, 2014).

Baek, Lee e Jeong (2014) observaram o efeito da má distribuição sobre a eficiência do trocador de calor. Ao estudar o CoV num intervalo de 0 a 1, concluíram que para valores inferiores a 0,2 a eficiência praticamente não é afetada, porém com CoV igual a 1 se torna evidente como a má distribuição pode afetar negativamente a eficiência térmica de um trocador de calor.

Lance e Carlson (2017) propuseram a utilização do CoV a partir da velocidade do fluido nos canais, partindo da relação entre vazão mássica e velocidade (Equação (8)):

$$\dot{m} = \rho VA \quad (8)$$

onde ρ é a densidade do fluido, V é a velocidade e A é a área da seção transversal do canal. Com isso chegaram à Equação (9):

$$CoV = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\dot{V}_i - \bar{V})^2}{N}}}{\bar{V}} \quad (9)$$

Strobel (2019) também estudou o coeficiente de variação, propondo uma metodologia para obtê-lo através da diferença de pressão entre a região de entrada e os quadrantes de saída do bocal ($CoV_{(\Delta P)}$) (Equação (10)). Com o objetivo é verificar se no teste existia alguma

predisposição para algum quadrante, o autor também propôs um coeficiente de variação modificado ($CoV_{j,i}$) (Equação (11)).

$$CoV_{(\Delta P)} = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\Delta P_i - \overline{\Delta P})^2}{N}}}{\overline{\Delta P}} \quad (10)$$

$$CoV_{j,i} = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\dot{m}_i - \bar{m})^2}{\bar{m}^2}}}{N} \quad (11)$$

onde ΔP_i é a diferença de pressão no quadrante e ΔP é a diferença de pressão média. O coeficiente de variação modificado também foi adotado utilizando diferença de pressão.

2.6.1. Medição do CoV empregando fator de forma

Chu et al. (2018) propuseram uma correlação para estimar o desvio padrão da vazão mássica, baseado no fator de forma. Desta forma é possível utilizar esta metodologia para prever o nível de má distribuição, não sendo necessário testes experimentais ou modelos numéricos.

Analisando resultados numéricos, os autores concluíram que o desvio padrão da vazão mássica é proporcional ao fator de forma entre o canal de entrada e os canais de saída. A nova Equação (12) do desvio padrão leva em conta o fator de forma e comprimento adimensional.

$$\sigma = 0,87 \cdot F_{i,j}^{1,52} \cdot \left(\frac{L}{l+b} \right)^{-0,12} \quad (12)$$

onde σ é o desvio padrão da distribuição de fluido nos canais, $F_{i,j}$ é o fator de forma entre as superfícies do bocal de entrada e os canais de entrada, L é o comprimento do canal, l é a largura do bocal e b é a altura do bocal.

Strobel e Morteau (2020), baseados na proposta de Baek, Lee e Jeong (2014) do coeficiente de variação, estudaram a intensidade com que diferentes parâmetros afetam a má distribuição no bocal.

Com o objetivo de validar a metodologia de obtenção do desvio padrão da vazão mássica proposto por Chu et al. (2018), Strobel e Morteau (2020) calcularam o CoV para diferentes configurações de bocal encontrados na literatura pelo modelo original e a partir do fator de forma, e concluíram que os resultados são semelhantes. Os resultados mostraram que

o método do desvio padrão, baseado no fator de forma, é uma abordagem interessante para estimar o CoV, conseguindo prever com boa aproximação os resultados experimentais.

3. METODOLOGIA

Nesta seção será abordada a metodologia adotada para o desenvolvimento do modelo teórico para estimar a distribuição de fluido nos canais de trocadores de calor compactos, assim como uma metodologia para melhorar os resultados do modelo. Também serão comentadas as metodologias para comparação do modelo proposto com os resultados dos casos da literatura e dos testes experimentais.

3.1. MODELO PROPOSTO

Poucos são os trabalhos disponíveis na literatura relacionados com a distribuição do fluido nos canais, a maioria dos casos considera distribuição uniforme ou usa resultados numéricos para estimar a vazão nos canais. Em razão da escassez de trabalho nesta área, hoje não existe um modelo teórico capaz de prever a distribuição do fluido nos canais.

O presente trabalho busca desenvolver um modelo para prever a vazão mássica nos canais. O modelo proposto é baseado no fator de forma e utiliza os conceitos de radiação para estimar a parcela de fluido nos canais. Segundo Incropera et al. (2014), o fluxo de calor entre corpos negros na qual a radiação deixa uma superfície e intercepta a outra é dado pela Equação (13):

$$q''_{ij} = F_{ij} \cdot E_{cn,i} \quad (13)$$

em que F_{ij} é o fator de forma de i para j e $E_{cn,i}$ é o poder emissivo da superfície i . O fluxo de calor total que deixa a superfície i pode ser expressa pela Equação (14):

$$q''_i = \sum_{j=1}^n F_{ij} \cdot E_{cn,i} \quad (14)$$

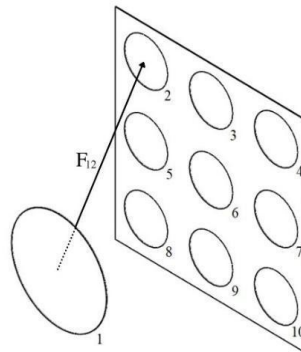
O modelo emprega uma analogia com os conceitos de radiação, em que a vazão mássica do canal (m_{ij}) e a vazão de entrada (m_i) representam o fluxo de calor (q''_{ij}) e o poder emissivo ($E_{cn,i}$), respectivamente. Resultando na Equação (15) e Equação (16):

$$m_{ij} = F_{ij} \cdot m_i \quad (15)$$

$$m_i = \sum_{j=1}^n F_{ij} \cdot m_i \quad (16)$$

A figura a seguir apresenta o caso analisado, em que a tubulação de entrada está referenciada pelo índice 1 e os canais de saída pelo índice 2 em diante. A Figura 23 também mostra a representação do fator de forma.

Figura 23 – Modelo para o cálculo dos fatores de forma.



Fonte: autoria própria (2022).

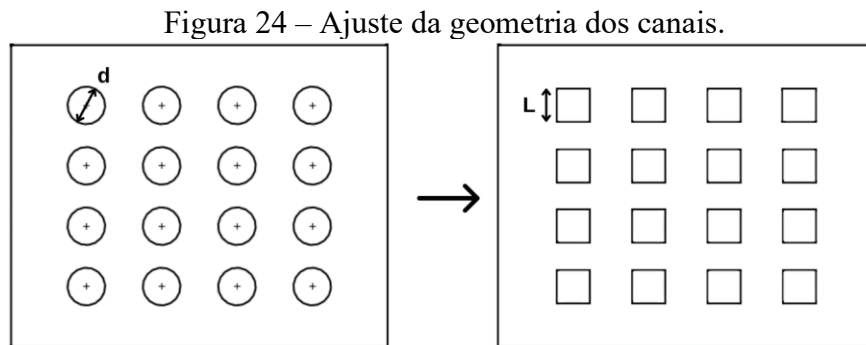
Como todo fluido escoar da entrada para os canais (superfície 1 para as demais superfícies), os fatores de forma devem ser ajustados para desconsiderar as regiões em que não há canais e fazer com que toda a vazão mássica de entrada seja distribuída para os canais. O ajuste foi realizado dividindo os fatores de forma iniciais pelo seu somatório (Equação (17)) da seguinte maneira:

$$F_{ij,p} = \frac{F_{ij}}{F_T} \quad (17)$$

onde $F_{ij,p}$ representa o fator de forma ajustado (valor que será usado no equacionamento), F_{ij} é o fator de forma original (formado pela relação entre o duto de entrada de fluido e os canais

de saída) e F_T é a soma dos fatores de forma originais. Desta forma, a soma dos fatores de forma ajustado $F_{ij,p}$ será igual a 1, ou seja, todo o fluido que deixa o duto de entrada irá para um dos canais do núcleo.

Para obtenção dos fatores de forma, foi adotada a relação desenvolvida por Gross, Spindler e Hahne (1981), que determina o fator de forma entre duas superfícies retangulares paralelas de posição arbitrária. Como a geometria dos canais e da entrada do bocal não são sempre retangulares, foi necessário fazer um ajuste no modelo. As superfícies não retangulares, como circulares ou semicirculares, foram transformadas em canais quadráticos de mesma área (Figura 24).



Fonte: autoria própria (2022).

Um algoritmo foi desenvolvido e implementado no software MATLAB para realizar o procedimento de cálculo (ver APÊNDICE A – CÓDIGO MATLAB PARA CÁLCULO DO FATOR DE FORMA).

O modelo proposto depende da vazão mássica de entrada, das dimensões e posições dos canais, e da geometria do bocal. Vale lembrar que, devido ao modelo derivar da troca de radiação entre superfícies, não poderá ser aplicado nos casos em que os bocais possuam geometrias que bloqueiem a visibilidade entre o bocal de entrada e canais do núcleo.

Desta forma, a vazão mássica que atinge um canal pode ser expressa pela Equação (18):

$$m_{ij} = F_{ij,p} \cdot m_i \quad (18)$$

lembrando que m_i é a vazão total e m_{ij} é a vazão que atinge um canal. $F_{ij,p}$ será referenciada muitas vezes como a fração mássica que atinge o canal, tendo em vista que é uma razão entre a

vazão de um canal pela vazão total. Reescrevendo em termos de velocidades, chega-se na Equação (19):

$$(V \cdot A)_{ij} = F_{ij,p} \cdot (V \cdot A)_i \quad (19)$$

onde V e A representam a velocidade e a área das superfícies, respectivamente.

3.1.1. Método corretivo

O método para cálculo das vazões mássicas pelo fator de forma apresentou algumas inconsistências devido ao seu perfil simétrico e grande concentração da vazão mássica nos canais centrais. Para melhorar o modelo, foi proposto um método de uniformização baseado na geometria do bocal.

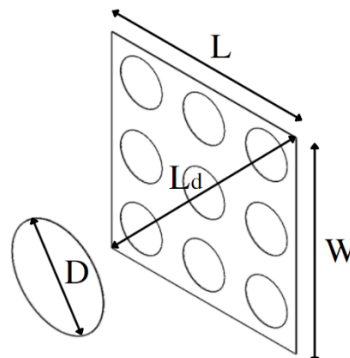
Para isso foi utilizada uma metodologia para uniformizar os dados de fator de forma. O método corretivo utiliza a média dos resultados para reduzir os fatores de forma dos canais centrais e aumentar os das extremidades.

A intensidade de uniformização é definida pelo fator de correção β (Equação (20)), que é baseado na relação entre o canal de entrada e a parede do núcleo. Dois métodos corretivos foram propostos com base nos parâmetros geométricos do bocal e do núcleo:

$$\beta = \frac{L_d}{L_d - D} \text{ ou } \frac{L}{L - D} \quad (20)$$

onde L_d e L são o comprimento da diagonal e da maior aresta do núcleo, respectivamente, e D é o diâmetro do canal de entrada. A Figura 25 abaixo mostra a localização destes parâmetros.

Figura 25 – Localização dos parâmetros L , L_d e D .



Fonte: autoria própria (2022).

Para diferenciar os dois modelos de correção, os métodos serão chamados de método corretivo L e método corretivo Ld. Com isso, a nova distribuição de fatores de forma pode ser obtida pela Equação (21) a seguir:

$$\frac{\bar{F} - F_{ij,p}}{\beta} + F_{ij,p} = F_{ic} \quad (21)$$

onde \bar{F} , $F_{ij,p}$ e F_{ic} são os fatores de forma corrigido médio, local e local corrigido, respectivamente. Portanto o método corretivo soma uma parcela positiva ou negativa ao fator de forma original, fazendo com que a nova distribuição dos fatores de forma fique mais próxima da média, mantendo o somatório dos fatores de forma igual a 1.

Sobre o fator de correção, conforme seu valor se aproxima de 1, mais uniforme será a distribuição dos fatores de forma. Quando for exatamente 1, o resultado será igual ao da hipótese de distribuição uniforme.

Desta forma, a vazão mássica que atinge cada canal, com base no método corretivo, é dada pela Equação (22):

$$m_{ij} = F_{ic} \cdot m_i \quad (22)$$

3.2. METODOLOGIA PARA COMPARAÇÃO COM ESTUDOS DISPONÍVEIS NA LITERATURA

Como mencionado anteriormente, existem poucas pesquisas relacionadas com este tema. Em razão disso, a análise do modelo proposto foi feita a partir de dados experimentais e numéricos coletados em estudos disponíveis na literatura sobre a má distribuição de fluido em trocadores de calor.

Em um segundo momento, foi projetada e construída uma bancada experimental, em que foram testadas duas configurações de bocais, e os resultados foram comparados com o modelo proposto. Para possibilitar a aplicação do modelo teórico e realizar a validação, as pesquisas precisavam conter as seguintes informações:

- Geometria do bocal;
- Geometria dos canais;
- Vazão mássica ou velocidade do fluido na entrada dos canais.

Com essas informações de geometria era possível aplicar o modelo proposto e estimar a distribuição da vazão no bocal. Em seguida, utilizando os dados experimentais fornecidos pelos autores, foi possível fazer uma comparação entre os resultados teóricos e experimentais.

Fora esta primeira avaliação, foram utilizados os dados de seis estudos disponíveis na literatura e que foram apresentados com detalhes na revisão bibliográfica. Os estudos são:

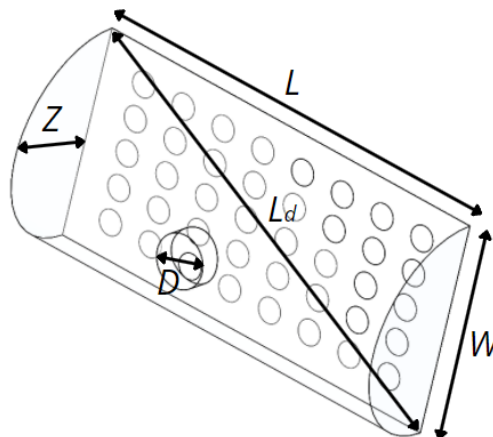
- 1) Trocador de 9 canais (STROBEL, 2019);
- 2) Trocador de calor com $\frac{1}{4}$ de parede com 10 mil canais (EQUIPE T2F, 2020);
- 3) Trocador de calor de 11 canais com geometria retangular (PENG et al., 2020);
- 4) Trocador de calor com 171 canais (SARMIENTO et al., 2020);
- 5) Trocador de calor com 24 e 99 canais (STROBEL; MORTEAN, 2020);
- 6) Trocador de calor com 32 canais (MA et al., 2020).

A análise foi realizada a partir da comparação entre os resultados de vazão mássica nos canais obtidos pelo modelo proposto original, modelo com correção e os valores encontrados na literatura. Além disso, foi verificado se o método proposto teve menores erros que a hipótese de distribuição uniforme, hipótese amplamente empregada na maioria dos trabalhos relacionados com trocadores de calor compactos.

3.2.1. Estudos usados para a validação do modelo

Para aplicar o modelo, é necessário o conhecimento da profundidade do bocal (Z), diâmetro dos canais e do diâmetro de entrada de fluido. Para aplicar os métodos corretivos também são necessários os parâmetros L e L_d . A Figura 26 abaixo mostra a localização desses parâmetros.

Figura 26 – Parâmetros para aplicação do modelo proposto.



Fonte: autoria própria (2022).

onde L representa o maior lado da parede do núcleo, Z é a profundidade do bocal, D é o diâmetro do bocal de entrada e Ld é o comprimento da diagonal do núcleo, que para o caso acima seria $\sqrt{L^2 + W^2}$.

A Tabela 5 mostra os parâmetros de cada modelo de trocador de calor que serão utilizados para validação do modelo. Os modelos foram separados pelos nomes dos autores. Nos casos de Peng et al. (2020) e Sarmiento et al. (2020), os canais possuem geometria retangular, portanto foram inseridas as dimensões da base e altura.

Tabela 5 – Parâmetros para aplicação do modelo proposto.

Autor	Parâmetros [mm]				
	Profundidade do bocal (Z)	Diâmetro dos canais	Diâmetro de entrada	L	Ld
Strobel (2019)	50	6	25,4	48	61,5
Equipe T2F (2020)	100	2,2	176,8	510	545,7
Peng et al. (2020)	77	154 x 12	100	452	477,5
Sarmiento et al. (2020)	75	3 x 3	50,5	88	113,7
Strobel e Morteau (2020)	100	4	25,4/12,7	100	141,4
Ma et al. (2020)	5	1,5	5	18	20,59

Fonte: autoria própria (2022).

3.3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para melhor analisar o modelo, decidiu-se por projetar e fabricar uma bancada experimental para testar bocais de trocadores de calor compactos, medindo a velocidade em diferentes regiões do bocal. O objetivo foi de comparar os dados teóricos do modelo com dados experimentais.

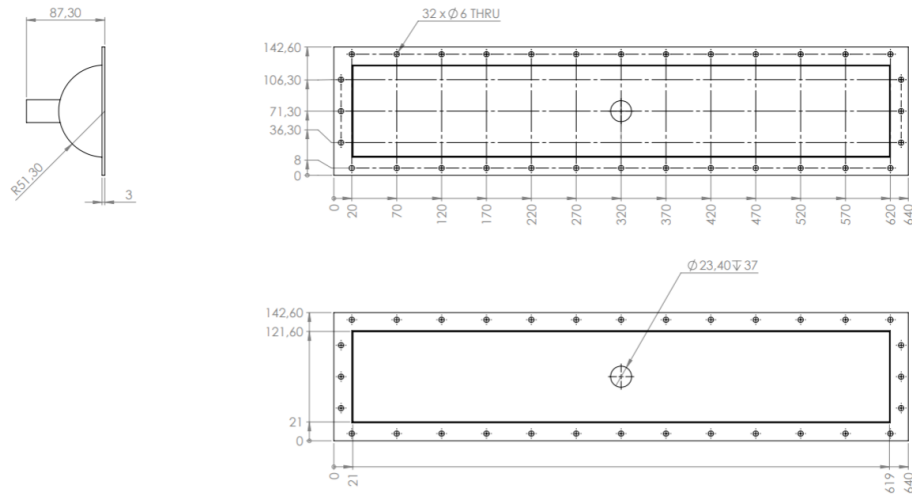
Esta seção abordará o procedimento experimental empregado nos testes da análise da distribuição de fluido em canais de trocadores de calor. Serão abordados tópicos de preparação

dos bocais, montagem da bancada experimental, metodologia experimental e, ainda, incertezas experimentais.

3.3.1. Preparação dos bocais e placa de canais

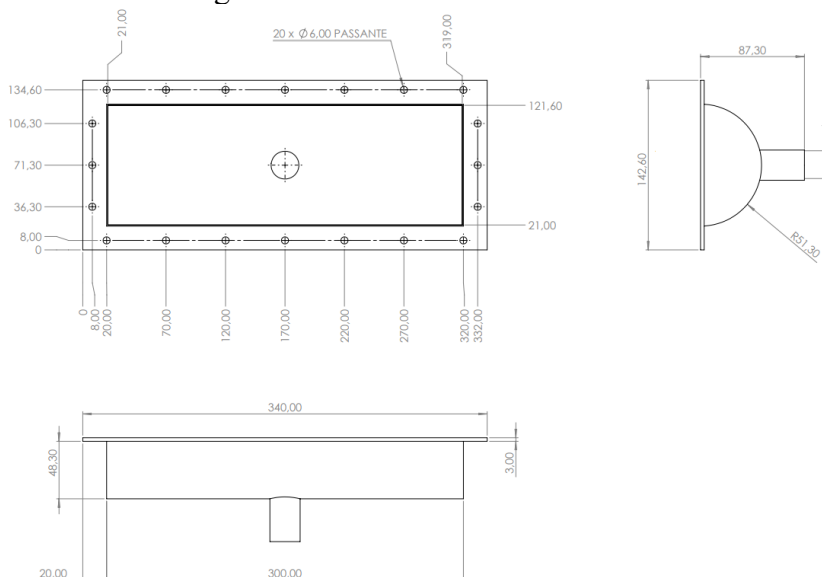
Dois bocais e uma placa com 120 canais semicirculares de 6 mm de diâmetro foram fabricados para realização dos testes experimentais. Ambos os bocais apresentam um perfil semicircular de mesmo raio, sendo diferenciados apenas pelo comprimento. Na Figura 27 e Figura 28 é possível visualizar as dimensões dos dois bocais.

Figura 27 – Dimensões do bocal maior.



Fonte: autoria própria (2022).

Figura 28 – Dimensões bocal menor.

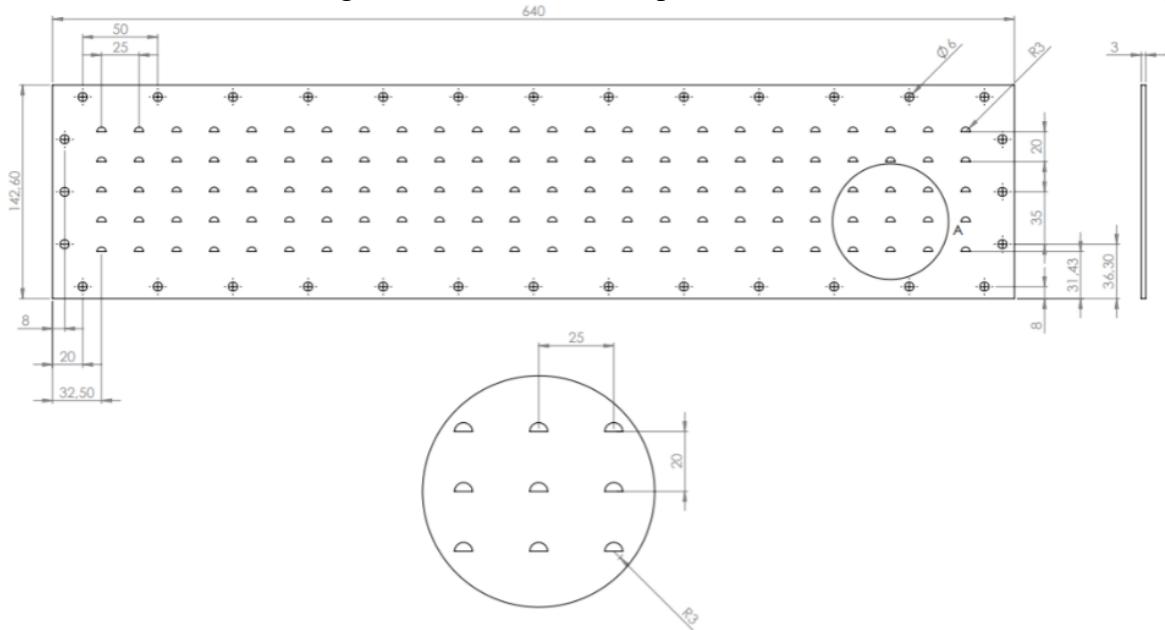


Fonte: autoria própria (2022).

Pela Figura 27 e Figura 28, nota-se que o comprimento da parte interna dos bocais é de aproximadamente 600 mm e 300 mm. Desta forma, o bocal maior foi nomeado de bocal 600 e o menor de bocal 300. Observa-se também que as abas externas dos bocais apresentam furações para fixação das diferentes partes: bocal de entrada e de saída, placa de canais e borrachas de vedação.

Entre os bocais de entrada e saída foi instalado uma placa com furações. A placa, que simulava o núcleo de um trocador de calor, continha 120 canais semicirculares de 6 mm de diâmetro igualmente espaçados. Os dois bocais partilharam a mesma placa de canais, porém, o bocal 300 utiliza somente metade da placa por possuir metade do comprimento. As dimensões da placa de canais podem ser vistas na Figura 29.

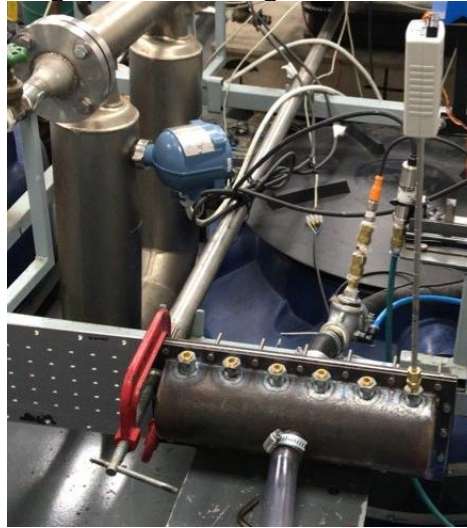
Figura 29 – Dimensões da placa de canais



Fonte: autoria própria (2022).

Para que a placa não precisasse ser cortada e furada nos testes com o bocal 300, uma das laterais foi apertada com sargentos (ver Figura 30) e o resto do conjunto foi fixado por parafusos. O conjunto foi testado com altas vazões e não apresentou vazamentos.

Figura 30 – Montagem bocal 300.



Fonte: autoria própria (2022).

Nos bocais de saída foram feitos furos na parte superior, próximos à placa de canais. Em seguida, foram soldados dutos com rosca interna de $\frac{3}{4}$ '' para posicionar o anemômetro nos pontos de coleta de velocidade. Os dutos foram centralizados entre os parafusos, como pode ser visualizado na Figura 31.

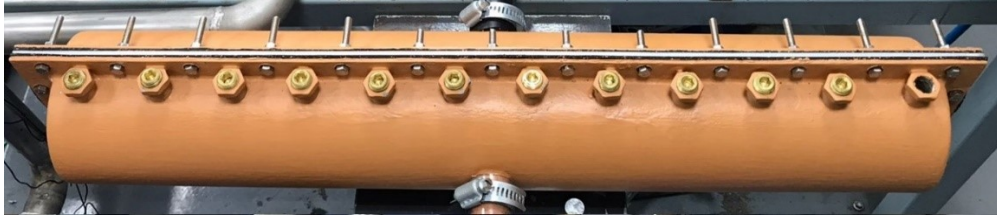
A Figura 32 mostra o bocal 600 montado para o teste, em que a placa de canais foi posicionada entre os dois bocais e as furações na parte superior do bocal de saída foram utilizadas para fazer a medição da velocidade do fluido em diferentes pontos do bocal utilizando um anemômetro.

Figura 31 – Soldagem dos dutos para posicionamento do anemômetro.



Fonte: autoria própria (2022).

Figura 32 – Bocais após tratamento da superfície.



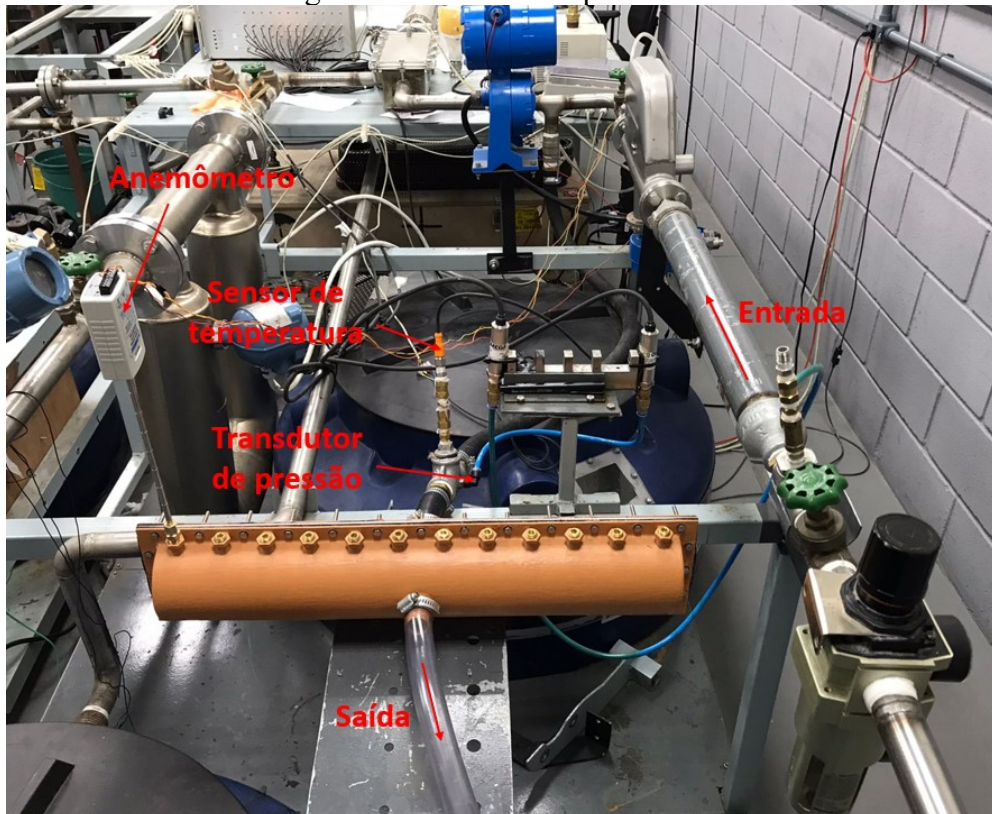
Fonte: autoria própria (2022).

3.3.2. Bancada experimental

Com o objetivo de validar o modelo proposto, uma bancada experimental foi montada (ver Figura 33) para coletar o perfil de velocidade nos canais para duas configurações de montagem, como mencionado anteriormente. Para isso, a bancada foi elaborada para coletar dados de pressão e temperatura do escoamento e medir a velocidade do fluido nos canais.

A bancada foi construída no laboratório de pesquisa da equipe Thermal Fluid Flow Group (T2F), presente na Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville e conta com um transdutor de pressão absoluto OMEGA PX409-100GI, um sensor de temperatura OMEGA PT100 - Classe A, um anemômetro OMEGA FMA904A-MA e um compressor de ar.

Figura 33 – Bancada experimental.



Fonte: autoria própria (2022).

Os sensores de temperatura e pressão foram instalados antes da entrada no bocal, já o anemômetro, foi empregado para medir a velocidade do ar comprimido (proveniente do compressor) após ele passar pela placa de canais.

O software LabView foi utilizado para registrar e armazenar os dados de velocidade, pressão e temperatura a uma taxa de aproximadamente dez medições por segundo. Foram rodados testes com três vazões para cada um dos dois bocais. Devido às limitações do compressor, não foi possível rodar testes com altas vazões de entrada.

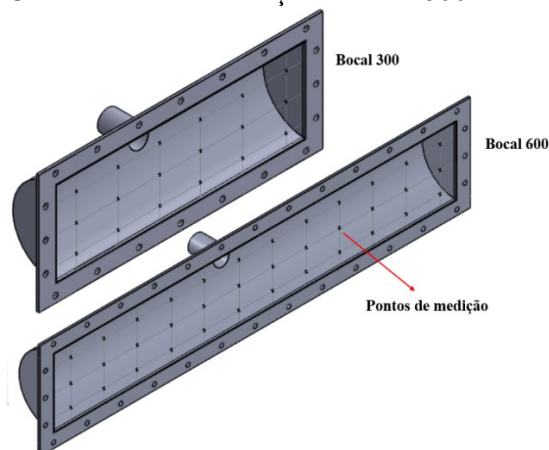
O ciclo inicia com o compressor fornecendo ar para o sistema. O ar entra pelo bocal de entrada, passa pelas furações (que simulam canais) e depois é eliminado para a atmosfera. Próximo à entrada do bocal foram posicionados os sensores de temperatura e pressão. Durante o teste, o anemômetro foi posicionado ao longo de três alturas em cada um dos 12 dutos soldados no bocal de saída, como pode ser visto na Figura 33.

3.3.3. Metodologia experimental

Os bocais de saída possuem dutos soldados ao longo do seu comprimento, que foram utilizados para coletar o perfil de velocidade do fluido nos canais. A coleta de dados foi feita com o auxílio de um anemômetro de fio quente, posicionando-o nos dutos do bocal de saída para coletar a velocidade do fluido próximo a placa de canais.

O primeiro passo foi definir a posição dos pontos de medição para cada bocal, sendo três pontos por seção. A metodologia adotada foi de dividir a altura interna do bocal em três e pegar o ponto central de cada região formada ao longo de todo o bocal. A Figura 34 abaixo mostra os pontos onde foram coletadas as velocidades em cada bocal.

Figura 34 – Pontos de medições Bocal 600 e Bocal 300.



Fonte: autoria própria (2022).

O procedimento experimental foi padronizado para todos os casos. Primeiramente foram definidos três valores de vazão mássica de entrada para cada bocal com base na geometria e número de canais. Para o bocal 600, trabalhou-se com vazões de 0,017 kg/s, 0,023 kg/s e 0,043 kg/s. No bocal 300 as vazões de entrada foram de 0,021 kg/s, 0,03 kg/s e 0,038 kg/s.

Com a bancada pronta, primeiramente verificava-se a existência de vazamentos, sendo que em nenhum teste foi detectado vazamento. Em seguida, o anemômetro era posicionado no primeiro quadrante e reposicionado a cada 30 segundos, para o quadrante seguinte, até completar todas as medições.

Para cada vazão foram realizados dois testes, resultando em um total de 12 testes, 6 para o bocal 600 e 6 para o bocal 300. Cada teste foi analisado separadamente em relação ao modelo teórico.

A velocidade do fluido no canal é diretamente proporcional ao fluxo mássico. Desta maneira, foi possível obter as parcelas de fluido em cada zona de medição. O modelo teórico foi aplicado de acordo com as coordenadas da Figura 27, Figura 28 e Figura 29.

3.3.4. Incerteza experimental

As incertezas experimentais envolvidas nos testes são decorrentes do anemômetro, sensor de temperatura PT100 – Classe A e do transdutor de pressão absoluto, que segundo o fabricante, possuem uma precisão de 2%, $0,15+0,002(T)$ °C e 0,08%, respectivamente. Esses valores são referentes à leitura na medição. A Tabela 6 mostra os graus de incerteza referente aos equipamentos empregados na bancada experimental.

Tabela 6 – Incerteza dos equipamentos.

Equipamento	Anemômetro	Sensor PT100 (°C)	Transdutor de pressão absoluto
Grau de incerteza	2%	$0,15+0,002(T)$	0,08%

Fonte: autoria própria (2022).

O experimento tem como objetivo coletar o perfil de velocidade nos canais dos trocadores de calor, portanto somente será adotada a incerteza experimental do anemômetro, de 2%. Lembrando que qualquer experimento envolve as incertezas dos equipamentos empregados nas medições e a incerteza aleatória.

4. RESULTADOS E ANÁLISE DE RESULTADOS

Nesta seção serão mostrados os resultados do modelo proposto e dos modelos corrigidos em relação aos casos da literatura e dos testes experimentais. Para comparar os resultados do modelo proposto com os estudos, foi utilizada a mesma metodologia adotada em cada estudo para apresentação dos resultados. Os erros do modelo proposto serão comparados com os erros da hipótese de distribuição uniforme para verificar qual modelo é mais adequado para estimar a distribuição de fluido nos canais de trocadores de calor compactos.

4.1. COMPARAÇÃO COM ESTUDOS DISPONÍVEIS NA LITERATURA

Nesta seção serão abordados os resultados do modelo proposto e métodos corretivos para as geometrias presentes na literatura. Os resultados serão comparados com os dados disponíveis para verificar o erro médio do modelo teórico. Por fim, o modelo será comparado com a hipótese de distribuição uniforme.

4.1.1. Resultados trocador de calor 9 canais

O trocador estudado por Strobel (2019) possui canais com geometria circular. Para aplicação do modelo foi necessário dimensionar canais retangulares com área equivalente aos canais circulares. Os centros das geometrias permaneceram inalterados.

A Figura 35 mostra a nomenclatura atribuída aos canais. Os fatores de forma foram obtidos para os canais C1, C2, C4 e C5, pois todos os outros canais possuem posições simétricas em relação ao bocal de entrada ($C1 = C3 = C7 = C9$, $C2 = C8$ e $C4 = C6$).

Figura 35 – Nomenclatura dos canais para trocador de calor de 9 canais.



Fonte: Strobel (2019).

Para esta análise será apresentado de maneira detalhada todos os fatores de forma do modelo proposto. Em um primeiro momento, o fator de forma considerando as regiões sem canais (F_{ij}), em seguida o fator de forma ajustado ($F_{ij,p}$, que leva em consideração apenas as regiões com canais e é usado no modelo original), e para finalizar os fatores de forma corrigido (F_{ic}), empregado no método corretivo L e Ld.

Para as demais análises comparativas será apresentado apenas as frações de fluido em cada canal, sem apresentar os valores dos fatores de forma.

Os resultados dos fatores de forma sem desconsiderar as regiões em que não há canais estão presentes na Tabela 7.

Tabela 7 – Fatores de forma considerando regiões em que não há canais.

Fator de forma original (F_{ij})									
Canal C1	Canal C2	Canal C3	Canal C4	Canal C5	Canal C6	Canal C7	Canal C8	Canal C9	Soma (F_i)
0,0022	0,0026	0,0022	0,0029	0,0034	0,0029	0,0022	0,0026	0,0022	0,0232

Fonte: autoria própria (2022).

Para considerar somente as regiões dos canais, utiliza-se a razão entre os fatores de forma e a soma dos resultados. Os novos fatores de forma podem ser visualizados na Tabela 8, podendo também ser considerados como fração mássica.

Tabela 8 – Fator de forma empregado no estudo de Strobel (2019).

Fator de forma ajustado ($F_{ij,p}$)									
Canal C1	Canal C2	Canal C3	Canal C4	Canal C5	Canal C6	Canal C7	Canal C8	Canal C9	Soma (F_i)
0,0948	0,1121	0,0948	0,125	0,1466	0,125	0,0948	0,1121	0,0948	1

Fonte: autoria própria (2022).

Empregando os modelos com correção, método L e Ld que emprega o parâmetro β , os resultados para os novos fatores de forma são mostrados na Tabela 10.

Tabela 9 – Resultado do modelo proposto corrigido pelo método L e Ld aplicado aos resultados de Strobel (2019).

Fator de forma corrigido (F_{ic})										
Método	Canal C1	Canal C2	Canal C3	Canal C4	Canal C5	Canal C6	Canal C7	Canal C8	Canal C9	Soma (F_t)
Corretivo L	0,1025	0,1116	0,1025	0,1185	0,1299	0,1185	0,1025	0,1116	0,1025	1
Corretivo Ld	0,1044	0,1115	0,1044	0,1168	0,1258	0,1168	0,1044	0,1115	0,1044	1

Fonte: autoria própria (2022).

Com base nos valores de fatores de forma, é possível encontrar a vazão estimada pelo modelo. Os resultados empregando o modelo sem correção são apresentados na Tabela 10. Em seguida, na Tabela 11 e Tabela 12, estão os resultados aplicando os métodos corretivos.

Tabela 10 – Vazões mássicas modelo proposto original aplicado ao estudo de Strobel (2019).

Canais	Frequências de bombeamento						
	11 Hz	13 Hz	15 Hz	17 Hz	19 Hz	21 Hz	23 Hz
	Vazão mássica sem correção [g/s]						
C ₁	11,43	13,26	15,16	17,35	19,34	21,56	23,99
C ₂	13,52	15,68	17,92	20,51	22,87	25,49	28,37
C ₃	11,43	13,26	15,16	17,35	19,34	21,56	23,99
C ₄	15,08	17,49	19,99	22,88	25,50	28,43	31,64
C ₅	17,68	20,51	23,44	26,83	29,91	33,34	37,10
C ₆	15,08	17,49	19,99	22,88	25,50	28,43	31,64
C ₇	11,43	13,26	15,16	17,35	19,34	21,56	23,99
C ₈	13,52	15,68	17,92	20,51	22,87	25,49	28,37
C ₉	11,43	13,26	15,16	17,35	19,34	21,56	23,99

Fonte: autoria própria (2022).

Tabela 11 – Vazões mássicas pelo modelo corrigido L para Strobel (2019).

Canais	Frequências de bombeamento						
	11 Hz	13 Hz	15 Hz	17 Hz	19 Hz	21 Hz	23 Hz
	Vazão mássica corrigida L [g/s]						
C ₁	12,36	14,34	16,39	18,75	20,91	23,30	25,94
C ₂	13,46	15,62	17,85	20,43	22,77	25,39	28,25
C ₃	12,36	14,34	16,39	18,75	20,91	23,30	25,94
C ₄	14,29	16,57	18,94	21,68	24,17	26,94	29,98
C ₅	15,66	18,17	20,77	23,77	26,50	29,54	32,88
C ₆	14,29	16,57	18,94	21,68	24,17	26,94	29,98
C ₇	12,36	14,34	16,39	18,75	20,91	23,30	25,94
C ₈	13,46	15,62	17,85	20,43	22,77	25,39	28,25
C ₉	12,36	14,34	16,39	18,75	20,91	23,30	25,94

Fonte: autoria própria (2022).

Tabela 12 – Vazões mássicas pelo modelo corrigido Ld para Strobel (2019).

Canais	Frequências de bombeamento						
	11 Hz	13 Hz	15 Hz	17 Hz	19 Hz	21 Hz	23 Hz
	Vazão mássica corrigida Ld [g/s]						
C ₁	12,59	14,60	16,69	19,10	21,29	23,74	26,42
C ₂	13,45	15,60	17,83	20,41	22,75	25,36	28,23
C ₃	12,59	14,60	16,69	19,10	21,29	23,74	26,42
C ₄	14,09	16,35	18,68	21,38	23,84	26,57	29,57
C ₅	15,17	17,59	20,11	23,01	25,66	28,60	31,83
C ₆	14,09	16,35	18,68	21,38	23,84	26,57	29,57
C ₇	12,59	14,60	16,69	19,10	21,29	23,74	26,42
C ₈	13,45	15,60	17,83	20,41	22,75	25,36	28,23
C ₉	12,59	14,60	16,69	19,10	21,29	23,74	26,42

Fonte: autoria própria (2022).

Os resultados iniciais do modelo proposto original não ficaram muito próximos aos encontrados por Strobel (2019) – ver Tabela 13, apresentando um erro médio total, levando em consideração todas as configurações, de aproximadamente 13%. O maior erro foi para o caso de $f = 11$ Hz (14,1%), onde ocorreu o maior nível de má distribuição. Com a correção, os erros foram reduzidos praticamente pela metade. O método corretivo L obteve um erro médio de aproximadamente 6,8% e o método corretivo Ld de 5,3%.

É possível afirmar que os erros foram baixos, representando com boa aproximação os resultados experimentais obtidos por Strobel (2019). A Tabela 13 mostra os erros relativos para 1) modelo proposto original, 2) proposto corrigido método L, 3) proposto corrigido método Ld

e 4) hipótese de distribuição uniforme. A comparação entre a vazão nos canais estimada pelos métodos é apresentada na Figura 36.

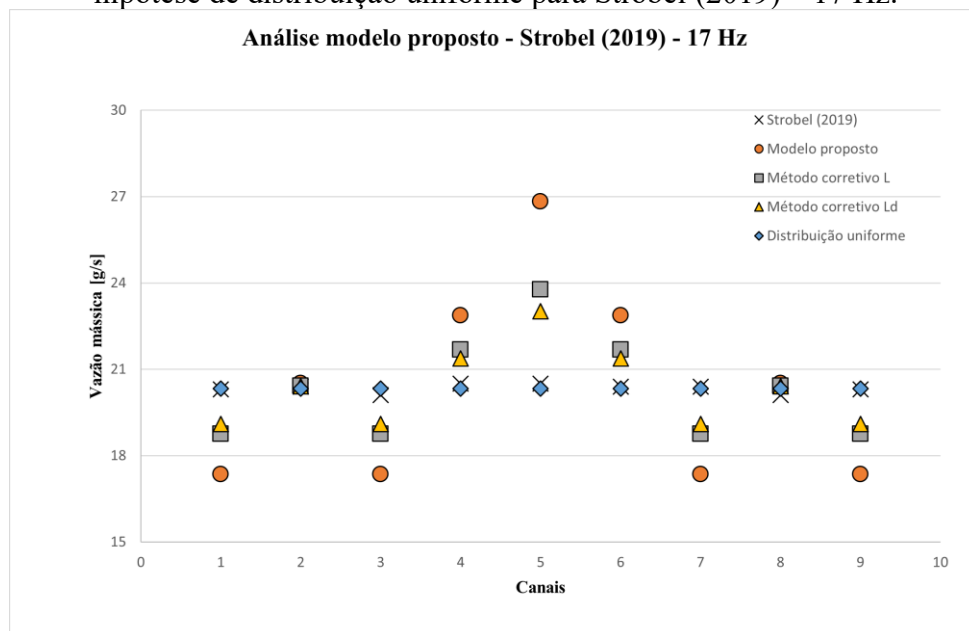
Como pode ser observado, os resultados empregando os modelos com correção foram semelhantes aos resultados experimentais e a hipótese de distribuição uniforme.

Tabela 13 – Erros médios relativos do modelo proposto, modelo corrigido e hipótese de distribuição uniforme para Strobel (2019).

Método	Erro médio relativo							Média
	11 Hz	13 Hz	15 Hz	17 Hz	19 Hz	21 Hz	23 Hz	
Modelo proposto original	14,11%	12,49%	12,7%	12,77%	12,85%	12,87%	12,8%	12,94%
Método corretivo L	8,07%	6,35%	6,56%	6,64%	6,72%	6,76%	6,67%	6,82%
Método corretivo Ld	6,57%	4,84%	5,05%	5,12%	5,21%	5,27%	5,15%	5,32%
Hipótese distribuição uniforme	3,33%	0,75%	0,58%	0,58%	0,69%	0,71%	0,62%	1,04%

Fonte: autoria própria (2022).

Figura 36 – Comparação entre os resultados do modelo proposto, modelo proposto corrigido e hipótese de distribuição uniforme para Strobel (2019) – 17 Hz.



Fonte: autoria própria (2022).

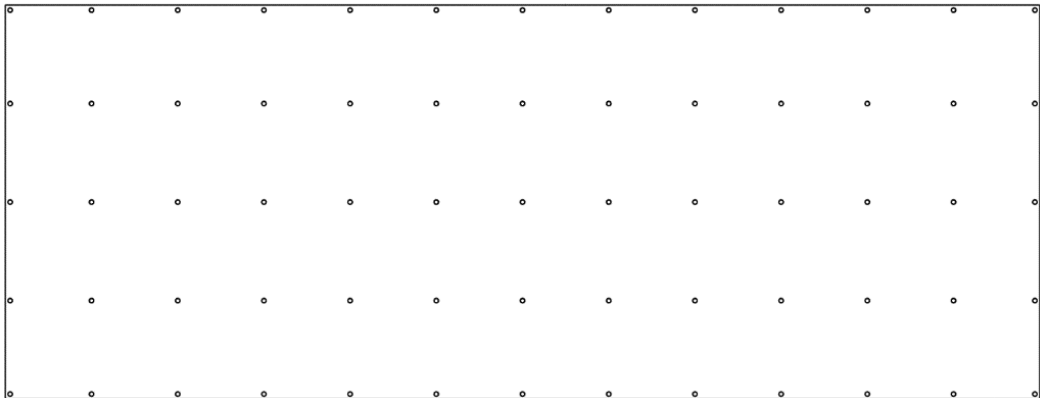
Pela Figura 36 é possível observar como a geometria analisada por Strobel (2019) obteve uma distribuição de fluido bem uniforme. Então o erro associado a hipótese de distribuição uniforme foi baixo. Mesmo assim, os modelos com correção também conseguiram representar bem o caso.

4.1.2. Resultados trocador de calor $\frac{1}{4}$ de parede com 10 mil canais

Tendo em vista que o trocador analisado possuía muitos canais (10 mil), e como os resultados disponíveis foram separados em 13 regiões, a geometria dos canais foi redefinida para aplicação do modelo proposto. A nova configuração foi feita com 5 linhas e 13 colunas de canais, totalizando 75 canais. Os canais foram mantidos com 2,2 mm de diâmetro e a geometria do bocal também não foi alterada.

Assim como na proposta da equipe T2F (2020), os resultados foram divididos em 13 regiões para realizar a comparação. Cada coluna de canais representa uma das 13 subdivisões. A Figura 37 apresenta a geometria analisada.

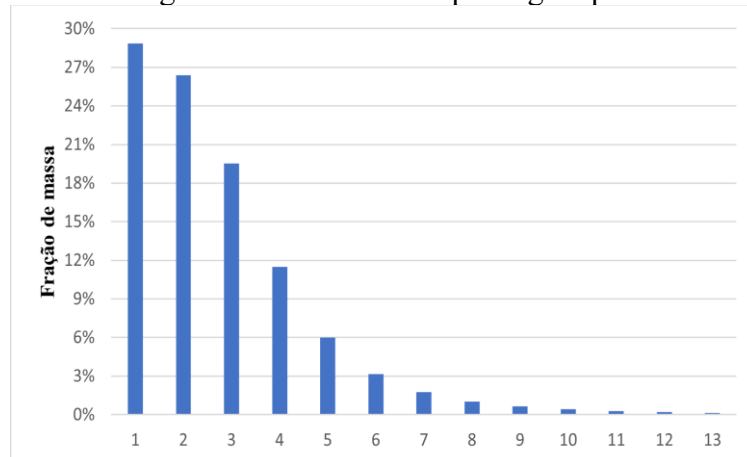
Figura 37 – Geometria parede de canais reduzida.



Fonte: autoria própria (2022).

A Figura 38 apresenta os resultados de vazão mássica a partir do modelo proposto inicial (sem correção).

Figura 38 – Porcentagem de vazão mássica por região pelo modelo proposto.



Fonte: autoria própria (2022).

É possível notar uma grande disparidade do modelo proposto em relação ao projeto da equipe T2F (2020) (ver Figura 6 e Figura 38). Pelo modelo proposto, as regiões 1 e 2 representam mais que 50% da vazão mássica total. As regiões 8 até 13 apresentaram baixíssimas porcentagens de vazão mássica, algumas quase nulas. Isso ocorreu, pois, a profundidade do bocal é pequena se comparada com o comprimento L_d do núcleo.

Comparando a porcentagem de vazão mássica das regiões de 1 a 5 entre o método proposto e os resultados numéricos do estudo realizado pela equipe T2F (2020), o método do fator de forma obteve um total de 92,3% da vazão nesta região, enquanto pelos dados da equipe da T2F (2020) o valor é próximo de 59,2%. O erro relativo médio entre o modelo proposto e os dados numéricos da equipe T2F (2020) foi de 70,3%, aproximadamente.

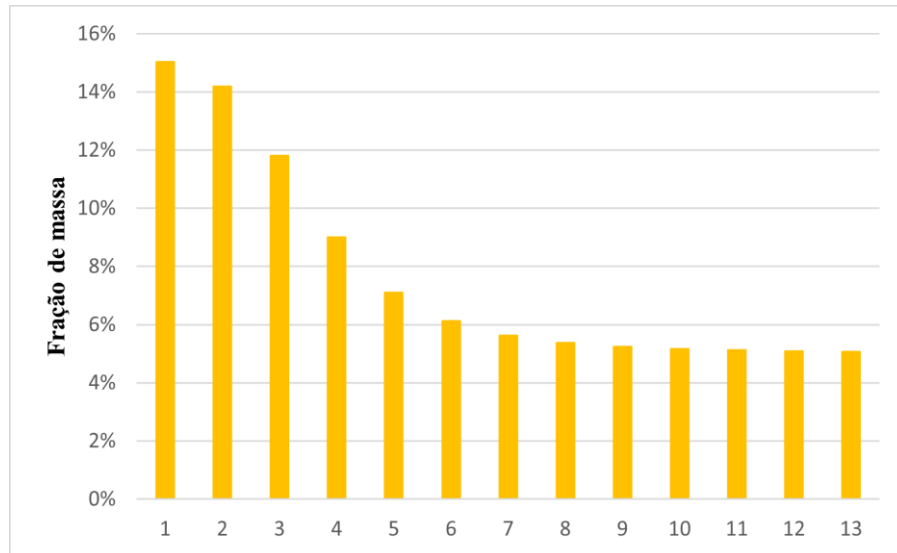
Em razão dessa diferença, foi empregando o método corretivo L e L_d , que apresentaram resultados semelhantes e muito melhores que o método original. A Tabela 14 e a Figura 39 a seguir apresentam os resultados utilizando o método L. Na Tabela 14 são apresentadas as vazões em cada um dos canais, e a soma da coluna analisada (de 1 até 13). A Figura 39 apresenta o valor da soma de cada coluna.

Tabela 14 – Porcentagem de vazão mássica por canal com o método L – trocador de calor $\frac{1}{4}$ de parede com 10 mil canais.

Porcentagem de vazão mássica corrigida [%]													
Linha	Coluna												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	1,43	1,40	1,33	1,24	1,17	1,11	1,07	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01
2	1,98	1,90	1,70	1,47	1,28	1,17	1,10	1,07	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01
3	3,02	2,85	2,38	1,82	1,44	1,24	1,13	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02
4	4,10	3,83	3,07	2,17	1,58	1,29	1,16	1,09	1,06	1,04	1,03	1,02	1,02
5	4,50	4,19	3,32	2,31	1,64	1,32	1,17	1,10	1,06	1,04	1,03	1,02	1,02
Soma	15,03	14,17	11,8	9,01	7,11	6,13	5,63	5,39	5,25	5,18	5,13	5,1	5,08

Fonte: autoria própria (2022).

Figura 39 – Porcentagem de vazão mássica por região pelo modelo proposto corrigido L.



Fonte: autoria própria (2022).

Comparando com o modelo sem correção, a melhora foi significativa. As frações mássicas nas regiões mais distantes da entrada de fluido apresentaram uma constância similar à encontrada nos resultados da simulação de T2F (2020). Em geral, os resultados após a correção ficaram muito próximos aos numéricos. O erro relativo médio diminuiu de aproximadamente 70,3% para 5,8% após a correção.

A análise da hipótese de distribuição uniforme se mostrou falha para este modelo, com um erro próximo de 44%. Na Tabela 15 podem ser visualizados os erros relativos para o modelo proposto, modelo corrigido L e Ld e distribuição uniforme.

Tabela 15 – Erros médios relativos do modelo proposto, modelo corrigido e hipótese de distribuição uniforme para equipe T2F (2020).

Erro relativo			
Modelo proposto inicial	Método corretivo L	Método corretivo Ld	Hipótese distribuição uniforme
70,29%	5,79%	7,52%	43,96%

Fonte: autoria própria (2022).

O método corretivo L e Ld apresentaram valores semelhantes aos resultados numéricos, mostrando ser uma boa metodologia para estimar a vazão nos canais.

4.1.3. Resultados trocador de calor com 11 canais de geometria retangular

O modelo foi empregado para os bocais semicircular e triangular/piramidal. As dimensões dos canais e o diâmetro de entrada são as mesmas para os dois bocais. Logo, os mesmos fatores de forma foram empregados para as duas geometrias. A Tabela 16 a seguir apresenta a fração de vazão em cada um dos canais empregando o método proposto original (sem correção).

Tabela 16 – Porcentagem de vazão mássica por canal pelo método do fator de forma original – trocador de calor com 11 canais retangulares.

Vazão mássica [%] – Modelo proposto original										
Canal 1	Canal 2	Canal 3	Canal 4	Canal 5	Canal 6	Canal 7	Canal 8	Canal 9	Canal 10	Canal 11
0,847	1,744	4,136	10,015	20,229	26,059	20,229	10,015	4,136	1,744	0,847

Fonte: autoria própria (2022).

O modelo proposto inicial não conseguiu representar adequadamente os resultados encontrados por Peng et al. (2020).

Para o bocal semicircular, Peng et al. (2020) chegaram em um valor máximo de vazão de 0,251 kg/s e mínimo de 0,11 kg/s. O bocal triangular apresentou resultados mais uniformes, entre 0,11 kg/s e 0,238 kg/s. Já o modelo proposto resultou em 0,469 kg/s no canal central e 0,015 kg/s nos canais externos. O erro do modelo proposto inicial foi de 54,34% para o bocal semicircular e 59,33% para o triangular.

Empregando o método com correção, os resultados foram muito melhores, como pode ser visto na Tabela 17.

Tabela 17 – Porcentagem de vazão mássica método corrigido L – trocador de calor com 11 canais retangulares.

Vazão mássica [%] – Modelo corrigido L										
Canal 1	Canal 2	Canal 3	Canal 4	Canal 5	Canal 6	Canal 7	Canal 8	Canal 9	Canal 10	Canal 11
7,27	7,47	7,99	9,30	11,56	12,84	11,56	9,30	7,99	7,47	7,27

Fonte: autoria própria (2022).

Peng et al. (2020) obteve para o bocal semicircular uma porcentagem de vazão mássica de, aproximadamente, 14% no canal central e 7,37% nos canais externos. Com a aplicação da

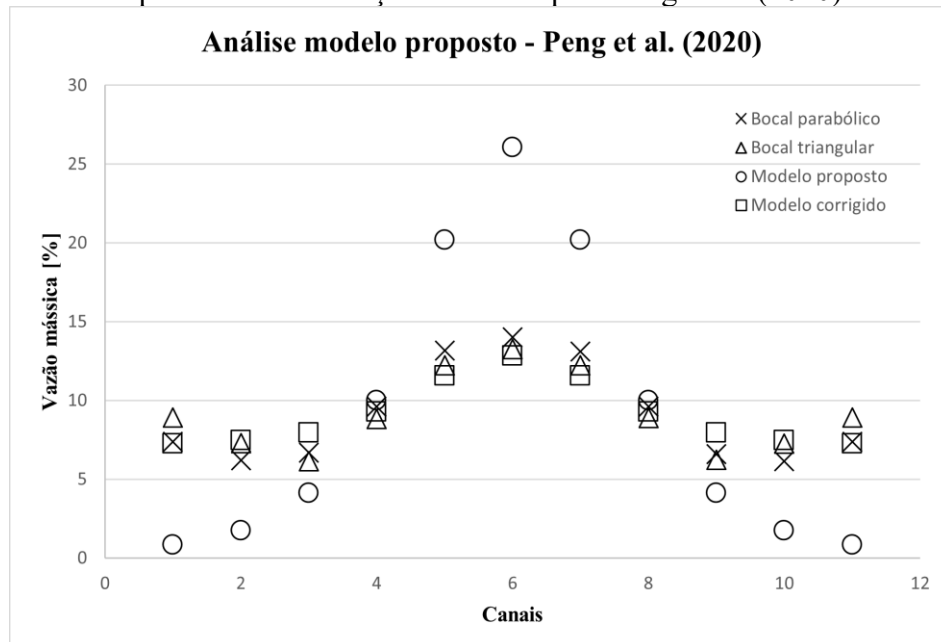
correção, a porcentagem de vazão mássica do modelo corrigido L passou de aproximadamente 26% (modelo original) para 12,84%, nos canais centrais e de 0,847% (modelo original) para 7,27% nos canais mais externos. O erro relativo médio do método do fator de forma corrigido em relação aos resultados do bocal semicircular foi de 11,32%.

Para o bocal triangular, a porcentagem de vazão mássica no canal central (canal 6) obtida por Peng et al. (2020) foi de 13,3% aproximadamente, um valor pouco acima do encontrado pelo método do fator de forma corrigido, de 12,84%.

Comparando os resultados de Peng et al. (2020) com a hipótese de distribuição uniforme, foram encontrados erros médios de 29,34% para o bocal semicircular e 21,37% para o bocal triangular.

A Figura 40 faz uma comparação da vazão nos canais entre o modelo proposto, modelo corrigido e hipótese de distribuição uniforme em relação aos resultados de Peng et al. (2020).

Figura 40 – Comparação entre os resultados do modelo proposto, modelo proposto corrigido e hipótese de distribuição uniforme para Peng et al. (2020).



Fonte: autoria própria (2022).

Na Tabela 18 são apresentados os erros relativos para o modelo proposto, modelo corrigido e distribuição uniforme.

Tabela 18 – Erros médios relativos do modelo proposto, modelo corrigido e hipótese de distribuição uniforme para Peng et al. (2020).

Erro médio		
Geometria		
Método	Semicircular	Triangular
Modelo proposto original	54,34%	59,33%
Hipótese distribuição uniforme	29,34%	21,37%
Método corretivo L	11,32%	11,40%
Método corretivo Ld	11,82%	11,90%

Fonte: autoria própria (2022).

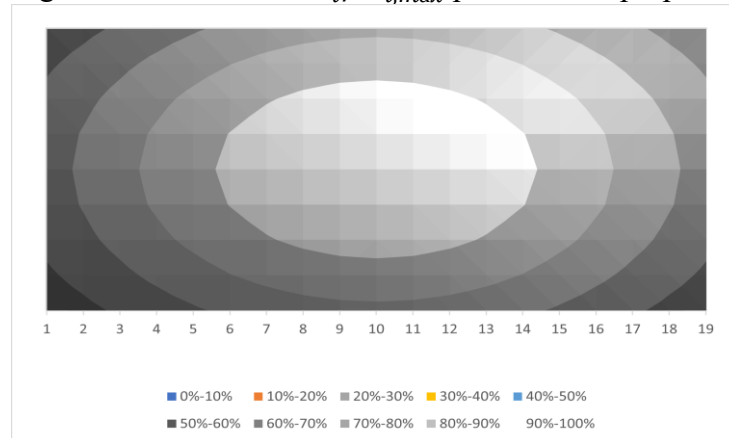
Analisando a Tabela 18 e a Figura 40 anterior é possível perceber que novamente o modelo proposto com correção tem resultados satisfatórios, com um erro médio de quase 12% em relação aos resultados numéricos, erro muito inferior a hipótese de distribuição uniforme.

4.1.4. Resultados trocador de calor com 171 canais

Como Sarmiento et al. (2020) disponibilizou as respostas de vazão mássica em um gráfico de cores, não é possível saber os valores exatos encontrados para cada canal e compará-los com os obtidos pelo método do fator de forma. Para uma melhor comparação foi criado um gráfico de cores com os resultados do método do fator de forma (Figura 41).

Ao observar a Figura 13 (resultado dos autores) é possível notar que o valor mínimo da razão $\dot{m}_i/\dot{m}_{i,máx}$ está entre 0,7 e 0,8. Pelo método do fator de forma encontrou-se um $\dot{m}_i/\dot{m}_{i,máx}$ mínimo de 0,532, porém o intervalo $0,5 < \dot{m}_i/\dot{m}_{i,máx} < 0,6$ representa uma pequena parte do resultado, como pode ser observado na Figura 41. Também pode ser observado um intervalo entre 0,6 e 0,7. As demais regiões obtiveram uma representação muito semelhante ao obtido por Sarmiento et al. (2020).

Figura 41 – Resultado $\hat{m}_i/\hat{m}_{i,máx}$ pelo modelo proposto.

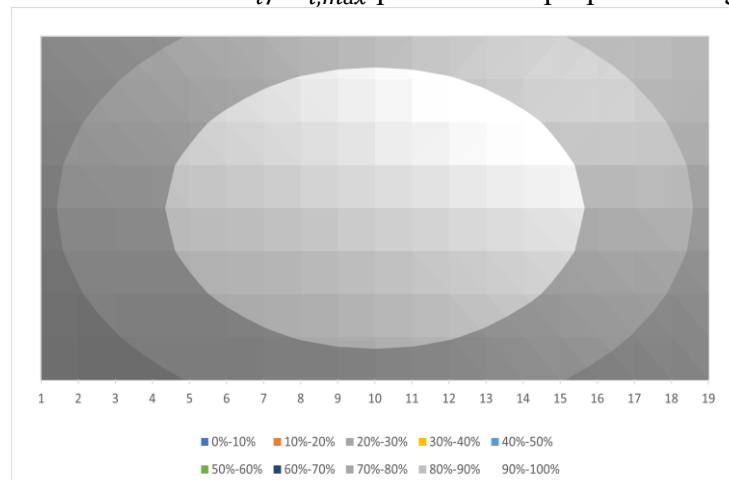


Fonte: autoria própria (2022).

Para identificar o erro relativo do modelo proposto original, os resultados foram subdivididos em 3 regiões, da mesma forma realizada por Sarmiento et al. (2020), ver Figura 13. Foram obtidos valores médios de $\hat{m}_i/\hat{m}_{i,máx} = 0,872$ para a região A, $\hat{m}_i/\hat{m}_{i,máx} = 0,776$ para a região B e $\hat{m}_i/\hat{m}_{i,máx} = 0,63$ para a região C. Desta forma, o modelo proposto obteve um erro médio de 14,2%, semelhante ao erro da hipótese de distribuição uniforme de 14,81%.

O modelo proposto original apresenta bons resultados quando a distribuição da vazão é muito próxima da condição de uniformemente distribuído, tal como ocorreu nesta comparação, Sarmiento et al. (2020), e no trabalho de Strobel (2019). A aplicação do método corretivo eliminou as regiões com $\hat{m}_i/\hat{m}_{i,máx} < 0,7$, presentes nos resultados iniciais. Com isso o intervalo mínimo obtido pelo modelo proposto corrigido L foi igual ao encontrado numericamente por Sarmiento et al. (2020), ver Figura 42.

Figura 42 – Resultado $\hat{m}_i/\hat{m}_{i,máx}$ pelo modelo proposto corrigido L.



Fonte: autoria própria (2022).

Analisando o gráfico da Figura acima, é possível observar que a distribuição de fluido está mais similar à de Sarmiento et al. (2020). Realizando a comparação das vazões mássicas nas regiões A, B e C, obteve-se um erro médio de 4,2%, representando de maneira mais eficiente a distribuição de fluido para os canais que a hipótese de distribuição uniforme.

A Tabela 19 a seguir apresenta os erros médios relativos com base nas regiões A, B e C (ver Figura 13). O erro médio dos modelos corrigidos revela a eficácia do método proposto para obter as vazões mássicas do trocador de calor estudado por Sarmiento et al. (2020).

Tabela 19 – Erros médios relativos do modelo proposto, modelo corrigido e hipótese de distribuição uniforme para Sarmiento et al. (2020).

Método	Erros relativos			Erro médio
	Região A	Região B	Região C	
Modelo Proposto	12,75%	13,71%	16,04%	14,17%
Método Corretivo L	8,07%	4,59%	2,10%	4,92%
Método Corretivo Ld	6,44%	1,43%	8,38%	5,42%
Hipótese Distribuição Uniforme	0,00%	11,11%	33,33%	14,81%

Fonte: autoria própria (2022).

4.1.5. Resultados trocador de calor com 24 e 99 canais

Para este caso a análise será feita a partir dos dados de pressão obtidos por Strobel e Morteau (2020). Os autores fizeram a leitura do gradiente de pressão em 15 diferentes pontos (5 colunas e 3 linhas) na região de saída do bocal para diferentes configurações.

A geometria do caso analisado possui 24 canais (4 linhas e 6 colunas de canais), então não é possível relacionar diretamente com o modelo proposto, visto que os locais e quantidade de medições são diferentes dos centros dos canais e da quantidade de canais. Para comparar os resultados do modelo proposto com os resultados experimentais de Strobel e Morteau (2020), foi tirada a média entre os valores de colunas adjacentes, obtidos pelo método desenvolvido no presente trabalho, reduzindo assim o número de colunas de 6 para 5, igualando aos pontos de medição dos autores.

Como pode ser observado na Tabela 20, os resultados do modelo proposto para os dois diâmetros de canal de entrada foram muito similares.

Tabela 20 – Porcentagem vazão mássica pelo modelo proposto para Strobel e Mortean (2020).

		Porcentagem Vazão Mássica Modelo Proposto original					
Canal de entrada [mm]		Coluna 1	Coluna 2	Coluna 3	Coluna 4	Coluna 5	Coluna 6
25,4	Linha 1	1,87%	2,90%	3,76%	3,76%	2,90%	1,87%
	Linha 2	3,08%	5,49%	7,89%	7,89%	5,49%	3,08%
	Linha 3	3,08%	5,49%	7,89%	7,89%	5,49%	3,08%
	Linha 4	1,87%	2,90%	3,76%	3,76%	2,90%	1,87%
12,7	Linha 1	1,86%	2,89%	3,75%	3,75%	2,89%	1,86%
	Linha 2	3,07%	5,49%	7,94%	7,94%	5,49%	3,07%
	Linha 3	3,07%	5,49%	7,94%	7,94%	5,49%	3,07%
	Linha 4	1,86%	2,89%	3,75%	3,75%	2,89%	1,86%

Fonte: autoria própria (2022).

Aplicando as médias entre as colunas adjacentes obteve-se a Tabela 21, com 4 linhas e 5 colunas, sendo possível desta maneira comparar com os resultados obtidos pelos autores.

Tabela 21 – Porcentagem vazão mássica aplicando a média entre colunas adjacentes - Modelo proposto original para Strobel e Mortean (2020).

		Porcentagem vazão médias (colunas)				
Canal de entrada [mm]		Coluna 1	Coluna 2	Coluna 3	Coluna 4	Coluna 5
25,4	Linha 1	2,65%	3,70%	4,17%	3,70%	2,65%
	Linha 2	4,76%	7,43%	8,76%	7,43%	4,76%
	Linha 3	4,76%	7,43%	8,76%	7,43%	4,76%
	Linha 4	2,65%	3,70%	4,17%	3,70%	2,65%
	Soma	14,82%	22,25%	25,87%	22,25%	14,82%
12,7	Linha 1	2,63%	3,68%	4,16%	3,68%	2,63%
	Linha 2	4,75%	7,45%	8,81%	7,45%	4,75%
	Linha 3	4,75%	7,45%	8,81%	7,45%	4,75%
	Linha 4	2,63%	3,68%	4,16%	3,68%	2,63%
	Soma	14,77%	22,26%	25,94%	22,26%	14,77%

Fonte: autoria própria (2022).

Os dados de Strobel e Mortean (2020) foram transformados em porcentagem de vazão mássica para comparação. Em relação ao modelo proposto original, obteve-se um erro de 20,3%, não fornecendo uma boa aproximação do trocador de calor estudado pelos autores.

Aplicando a correção houve uma melhora nos resultados. A Tabela 22 e Tabela 23 mostram as porcentagens de vazão mássica média com a aplicação dos métodos corretivos.

Tabela 22 – Porcentagem vazão mássica aplicando a média entre colunas adjacentes - Modelo proposto corrigido L para Strobel e Mortean (2020).

Modelo Proposto Corrigido L						
Canal de entrada [mm]		Coluna 1	Coluna 2	Coluna 3	Coluna 4	Coluna 5
25,4	Linha 1	4,40%	4,67%	4,79%	4,67%	4,40%
	Linha 2	4,94%	5,62%	5,96%	5,62%	4,94%
	Linha 3	4,94%	5,62%	5,96%	5,62%	4,94%
	Linha 4	4,40%	4,67%	4,79%	4,67%	4,40%
	Soma	18,68%	20,57%	21,49%	20,57%	18,68%
12,7	Linha 1	4,40%	4,66%	4,79%	4,66%	4,40%
	Linha 2	4,94%	5,62%	5,97%	5,62%	4,94%
	Linha 3	4,94%	5,62%	5,97%	5,62%	4,94%
	Linha 4	4,40%	4,66%	4,79%	4,66%	4,40%
	Soma	18,67%	20,57%	21,51%	20,57%	18,67%

Fonte: autoria própria (2022).

Tabela 23 – Porcentagem vazão mássica aplicando a média entre colunas adjacentes - Modelo proposto corrigido Ld para Strobel e Mortean (2020).

Modelo Proposto Corrigido Ld						
Canal de entrada [mm]		Coluna 1	Coluna 2	Coluna 3	Coluna 4	Coluna 5
25,4	Linha 1	4,58%	4,77%	4,85%	4,77%	4,58%
	Linha 2	4,96%	5,44%	5,68%	5,44%	4,96%

Modelo Proposto Corrigido Ld						
Canal de entrada [mm]		Coluna 1	Coluna 2	Coluna 3	Coluna 4	Coluna 5
	Linha 3	4,96%	5,44%	5,68%	5,44%	4,96%
	Linha 4	4,58%	4,77%	4,85%	4,77%	4,58%
	Soma	19,07%	20,40%	21,05%	20,40%	19,07%
12,7	Linha 1	4,57%	4,76%	4,85%	4,76%	4,57%
	Linha 2	4,96%	5,44%	5,68%	5,44%	4,96%
	Linha 3	4,96%	5,44%	5,68%	5,44%	4,96%
	Linha 4	4,57%	4,76%	4,85%	4,76%	4,57%
	Soma	19,06%	20,41%	21,07%	20,41%	19,06%

Fonte: autoria própria (2022).

O intervalo obtido pelo modelo proposto inicial variou entre 14,82% – 25,87% para um diâmetro de entrada de 25,4 mm e 14,77% – 25,94% para o de 12,7 mm. Com o método corretivo L, os valores mínimo e máximo obtidos foram de 18,68% e 21,49%, respectivamente. A Tabela 24 apresenta os erros relativos para o caso analisado.

Tabela 24 – Erros médios relativos com base nos resultados de Strobel e Mortean (2020).

Erro relativo			
Métodos			
Modelo proposto inicial	Método corretivo L	Método corretivo Ld	Hipótese distribuição uniforme
20,3%	4,7%	3,2%	2,3%

Fonte: autoria própria (2022).

Os erros médios foram de 4,73% para o método corretivo L e 3,21% para o método corretivo Ld. O erro para a hipótese de distribuição uniforme foi de 2,33%, portanto, neste caso os erros foram semelhantes, mostrando que o modelo proposto consegue ter resultados semelhantes mesmo quando a distribuição é uniforme.

4.1.6. Resultados trocador de calor com 32 canais

A validação dos resultados para este caso será feita pela comparação do modelo proposto com os resultados numéricos obtidos por Ma et al. (2020). A vazão mássica encontrada para os canais pelos autores possui alta uniformidade. O erro da distribuição uniforme foi de aproximadamente 7%.

Na Tabela 25 é possível visualizar a porcentagem de vazão mássica por canal obtida pelo modelo proposto. A não uniformidade para o modelo proposto inicial foi muito alta devido à pequena profundidade do bocal ($Z = 5$ mm), apresentando um erro de 50%.

A Tabela 25 também mostra os resultados do modelo após a aplicação dos métodos corretivos L e Ld. Com os métodos corretivos, a uniformização se tornou mais similar aos resultados numéricos, obtendo um erro médio de 10,76% para o método corretivo L e 8,84%, aproximadamente, para o método corretivo Ld.

Desta forma, é possível afirmar que o modelo obteve resultados próximos ao caso estudado e um erro pouco acima da hipótese de distribuição uniforme. Um dos motivos para aumento do erro neste caso está relacionado com a pequena profundidade do bocal, que deveria resultar em uma distribuição não homogênea, diferente do que mostraram os dados numéricos obtidos por Ma et al. (2020).

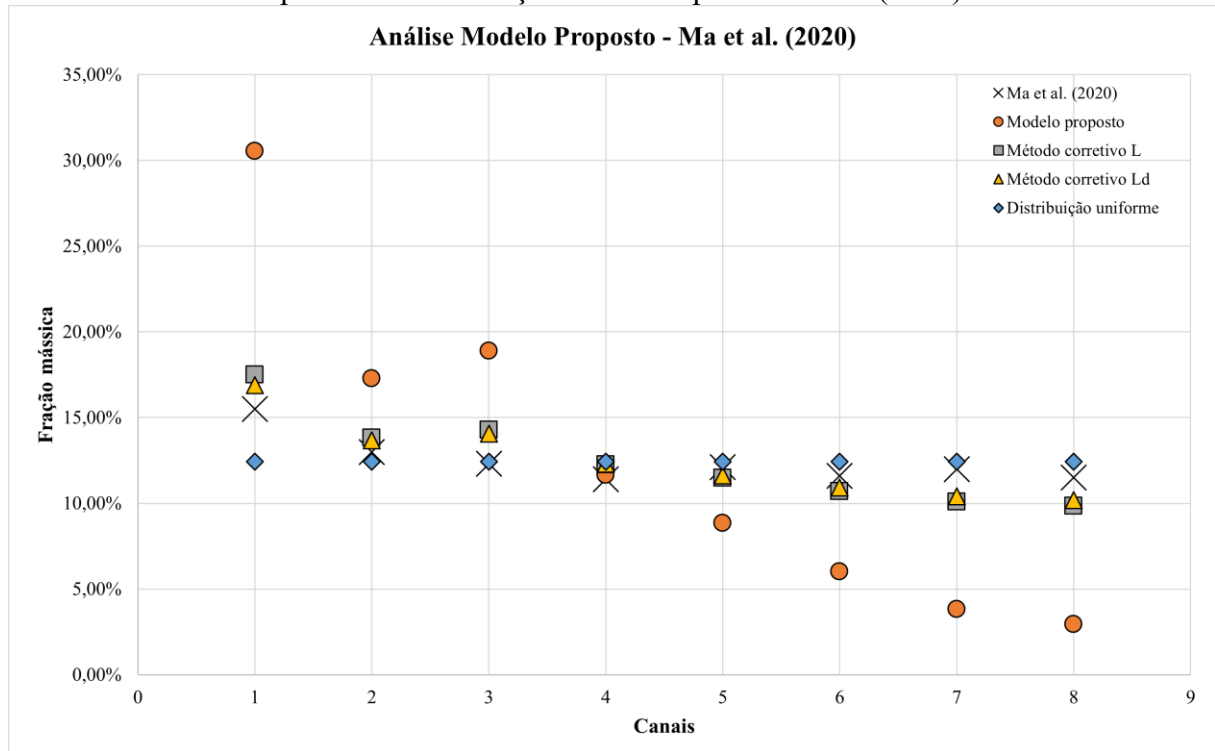
A Figura 43 faz a comparação dos resultados numéricos de Ma et al. (2020) com o modelo proposto, modelo proposto corrigido e hipótese de distribuição uniforme.

Tabela 25 – Porcentagem vazão mássica para Ma et al. (2020) – Modelo proposto.

Vazão Mássica [%]								
Método	Canal 1	Canal 2	Canal 3	Canal 4	Canal 5	Canal 6	Canal 7	Canal 8
Distribuição uniforme	12,5%	12,5%	12,5%	12,5%	12,5%	12,5%	12,5%	12,5%
Modelo proposto original	30,54%	17,28%	18,89%	11,65%	8,84%	6,03%	3,83%	2,95%
Método Corretivo L	17,51%	13,83%	14,27%	12,26%	11,48%	10,7%	10,09%	9,85%
Método Corretivo Ld	16,88%	13,66%	14,05%	12,29%	11,61%	10,93%	10,39%	10,18%

Fonte: autoria própria (2022).

Figura 43 – Comparação entre os resultados do modelo proposto, modelo proposto corrigido e hipótese de distribuição uniforme para Ma et al. (2020).



Fonte: autoria própria (2022).

4.1.7. Análise do modelo proposto

A Tabela 26 a seguir apresenta um resumo dos resultados do modelo teórico original, métodos corretivos e hipótese de distribuição uniforme, aplicados a diferentes estudos da literatura.

Tabela 26 – Erros médios relativos aos casos da literatura.

Erro médio para casos da literatura								
Autores								
Método	Strobel (2019)	T2F (2020)	Peng et al. (2020) Semicircular	Peng et al. (2020) Triangular	Sarmiento et al. (2020)	Strobel e Mortean (2020)	Ma et al. (2020)	Média
Modelo Original	12,94%	70,3%	54,3%	59,3%	14,2%	20,3%	50%	40,19%
Hipótese Distribuição Uniforme	1,04%	44%	29,3%	21,4%	14,8%	2,33%	6,96%	17,12%
Método Corretivo L	6,82%	5,8%	11,3%	11,4%	4,9%	4,7%	10,76%	7,95%
Método Corretivo Ld	5,32%	7,5%	11,8%	11,9%	5,4%	3,2%	8,84%	7,71%

Fonte: autoria própria (2022).

A partir da Tabela 26 acima, pode-se afirmar que o modelo proposto corrigido apresentou resultados consistentes, representando adequadamente os casos estudados no presente trabalho. Mesmo nos casos em que o erro relativo do modelo proposto foi maior ao de hipótese de distribuição uniforme, essa diferença foi pequena. A maior diferença aconteceu para o caso de Strobel (2019), pois os resultados encontrados pelo autor tiveram uma alta uniformidade, beirando a distribuição uniforme em todos os canais.

Para os casos de Peng et al. (2020) (semicircular e triangular), equipe T2F (2020) e Sarmiento et al. (2020), os erros obtidos pelo modelo proposto corrigido foram muito menores que o da hipótese de distribuição uniforme, mostrando como adotar a hipótese de distribuição uniforme pode prejudicar os resultados do modelo matemático.

O modelo proposto inicial (sem correção) não forneceu bons resultados, não podendo ser empregado para prever a vazão mássica presentes nos canais de trocadores de calor, contudo, é possível afirmar que com a aplicação dos métodos corretivos L e Ld, os resultados se tornam satisfatórios.

Fazendo uma média entre os erros obtidos por cada método para todos os casos, o erro médio para o modelo proposto inicial foi de 40,2%, para o método corretivo L foi de aproximadamente 8%, para o método corretivo Ld de 7,7% e de 17,12% para a hipótese de distribuição uniforme. Então mesmo que o modelo proposto tenha apresentado erro superior ao de hipótese de distribuição uniforme em alguns casos, no geral, seus resultados foram superiores ao de hipótese de distribuição uniforme.

Ainda são necessários mais estudos para avaliar o modelo proposto, empregando diferentes configurações e tamanhos de bocais e trocadores de calor. Entretanto, com base nos resultados atuais, pode-se dizer que o modelo proposto é promissor para prever a distribuição do fluido em trocadores de calor.

4.2. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste tópico serão discutidos os resultados obtidos nos testes experimentais. Esses dados serão utilizados para validação do modelo proposto. Ainda, será feita uma comparação entre o erro relativo do modelo proposto e hipótese de distribuição uniforme.

Como exposto na seção 3, foram realizados testes experimentais com três vazões mássicas distintas para cada bocal. Cada vazão foi testada duas vezes, resultando em 6 testes por bocal. Os resultados para o bocal 300 e bocal 600 estão expostos na Tabela 27 e Tabela 28,

respectivamente. Lembrando que em cada ponto foram retiradas as médias das leituras em um intervalo de 30 segundos (aproximadamente 300 leituras).

Tabela 27 – Resultados experimentais Bocal 300.

		Velocidades experimentais Bocal 300 [m/s]						
		Seções						
Vazão mássica [kg/s]	Região	1	2	3	4	5	6	
0,021	Teste 1	Superior	2,133	1,822	1,332	1,404	3,145	2,986
		Central	4,499	3,569	3,018	3,974	5,011	5,439
		Inferior	2,454	1,804	1,353	1,986	1,909	2,649
	Teste 2	Superior	2,194	1,727	1,270	1,311	3,003	2,875
		Central	4,747	3,388	2,879	4,238	4,961	5,263
		Inferior	2,410	1,866	1,549	2,020	2,068	2,832
0,03	Teste 1	Superior	3,416	3,013	2,145	2,182	4,550	4,489
		Central	6,566	5,385	4,654	5,292	7,287	7,528
		Inferior	3,710	2,898	2,253	2,896	2,856	4,149
	Teste 2	Superior	3,205	2,758	2,006	2,102	4,522	4,335
		Central	6,252	4,989	4,218	5,261	7,315	7,553
		Inferior	3,535	2,575	2,129	2,764	2,808	4,139
0,038	Teste 1	Superior	3,693	3,324	2,345	2,462	4,997	4,985
		Central	7,068	6,196	4,735	6,017	7,944	8,579
		Inferior	4,018	3,213	2,449	3,246	3,296	4,583
	Teste 2	Superior	3,761	3,309	2,398	2,460	5,101	4,949
		Central	7,328	5,949	4,791	5,907	7,807	8,800
		Inferior	4,040	3,139	2,469	3,233	3,409	4,616

Fonte: autoria própria (2022).

Tabela 28 – Resultados experimentais Bocal 600.

		Velocidades experimentais Bocal 600 [m/s]												
		Seções												
Vazão mássica [kg/s]	Região	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
0,017	Teste 1	Superior	0,958	0,847	1,052	1,175	1,028	0,871	1,079	1,099	1,000	0,800	0,907	0,961
		Central	2,164	1,500	1,055	1,146	1,057	1,220	1,341	1,059	1,201	1,070	1,134	2,191
		Inferior	0,724	0,985	0,936	1,063	1,189	1,000	0,998	1,131	1,051	0,832	0,907	0,973
	Teste 2	Superior	0,960	0,858	1,035	1,167	1,021	0,858	1,072	1,096	1,028	0,838	0,919	0,953
		Central	2,076	1,435	1,062	1,177	1,059	1,224	1,281	1,035	1,171	1,068	1,150	2,156
		Inferior	0,706	1,022	0,971	1,089	1,116	0,998	1,020	1,135	1,063	0,848	0,939	1,007
0,023	Teste 1	Superior	1,138	1,018	1,185	1,394	1,173	0,999	1,237	1,238	1,187	0,945	1,045	1,059
		Central	2,653	1,892	1,219	1,275	1,239	1,619	1,837	1,196	1,338	1,219	1,312	2,595
		Inferior	0,856	1,168	1,095	1,222	1,305	1,149	1,132	1,325	1,209	0,998	1,046	1,017
	Superior	1,145	1,055	1,228	1,424	1,197	1,035	1,281	1,297	1,235	0,966	1,066	1,093	

Velocidades experimentais Bocal 600 [m/s]														
		Seções												
Vazão mássica [kg/s]	Região	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
0,043	Teste 2	Central	2,609	1,807	1,189	1,280	1,245	1,666	1,840	1,222	1,581	1,233	1,330	2,790
		Inferior	0,857	1,178	1,079	1,242	1,302	1,157	1,145	1,494	1,291	1,023	1,088	1,074
	Teste 1	Superior	2,117	1,752	2,422	3,078	2,380	1,862	3,017	2,538	2,433	1,564	1,866	1,771
		Central	4,741	3,542	2,418	2,978	2,687	3,566	3,309	2,489	3,317	2,526	2,808	4,833
	Teste 2	Inferior	1,328	2,277	2,186	2,705	1,315	2,303	1,999	3,045	2,791	1,817	2,031	2,052
		Superior	2,140	1,893	2,390	2,901	2,245	1,730	2,864	2,564	2,495	1,683	1,791	1,805
	Teste 2	Central	4,803	3,705	2,473	3,026	2,571	3,504	3,620	2,461	2,989	2,558	2,624	4,994
		Inferior	1,415	2,200	1,936	2,394	2,955	2,213	2,005	2,861	2,185	1,720	1,783	1,531

Fonte: autoria própria (2022).

Observando os estudos apresentados no tópico 2.4, nota-se que trocadores de calor tendem a apresentar uma maior vazão mássica nos canais mais próximos da região de entrada de fluido. Nos testes experimentais realizados para os dois bocais ocorre um efeito inverso, existindo uma maior vazão mássica nos canais das extremidades.

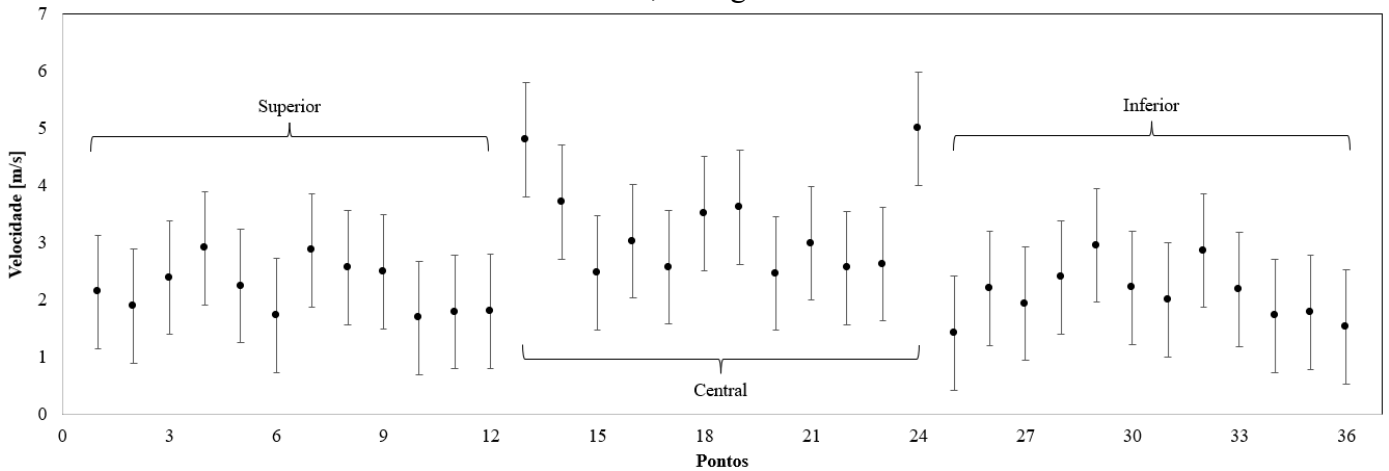
Foram levantadas hipóteses para explicar esse comportamento. A primeira se refere a existência de zonas de recirculação no bocal, aumentando a turbulência e, conseqüentemente, aumentando a velocidade do fluido nos canais extremos.

Esse comportamento também pode ter sido causado pelo número de canais. Por haver uma pequena quantidade de canais, o escoamento se chocava contra a placa e era direcionado para as laterais. Com a adição de mais canais à placa, o fluido teria maior facilidade de percorrer os canais centrais.

Outro fator que não pode ser esquecido é a incerteza sistemática do anemômetro, de 2% da medição máxima. Essa é uma incerteza alta quando relacionada a menores velocidades. Por não ter sido possível testar o bocal 600 com vazões maiores, a incerteza experimental se torna bastante relevante para este modelo.

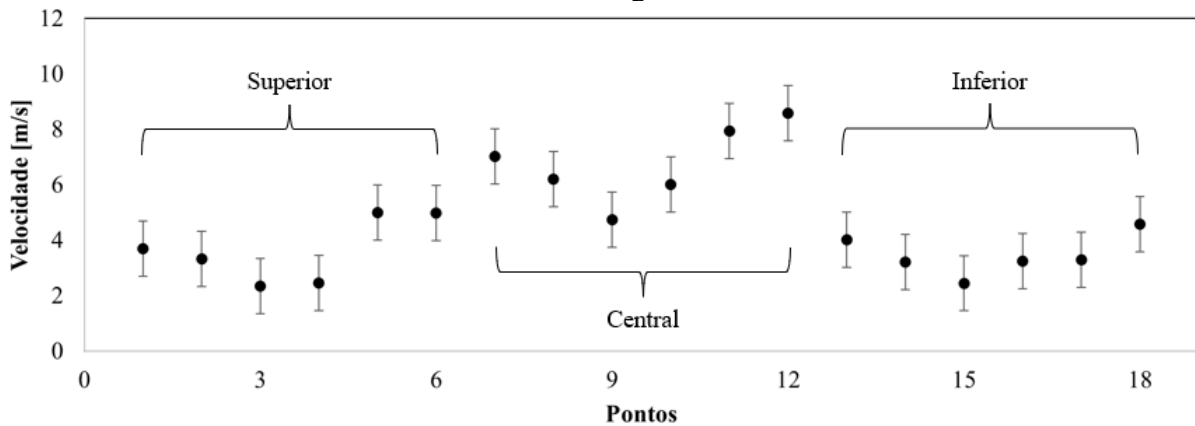
A Figura 44 e Figura 45 mostram as velocidades obtidas para as maiores vazões mássicas empregadas no bocal 600 e bocal 300, respectivamente. Também podem ser observadas as incertezas experimentais. As alturas onde foram realizadas as medições estão denominadas próximas aos conjuntos de pontos. As incertezas para os demais casos estão presentes no APÊNDICE B – VELOCIDADES E INCERTEZAS EXPERIMENTAIS.

Figura 44 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 600: teste 2 com vazão de 0,043 kg/s.



Fonte: autoria própria (2022).

Figura 45 - Velocidades com incerteza experimental para o bocal 300: teste 1 com vazão de 0,038 kg/s.



Fonte: autoria própria (2022).

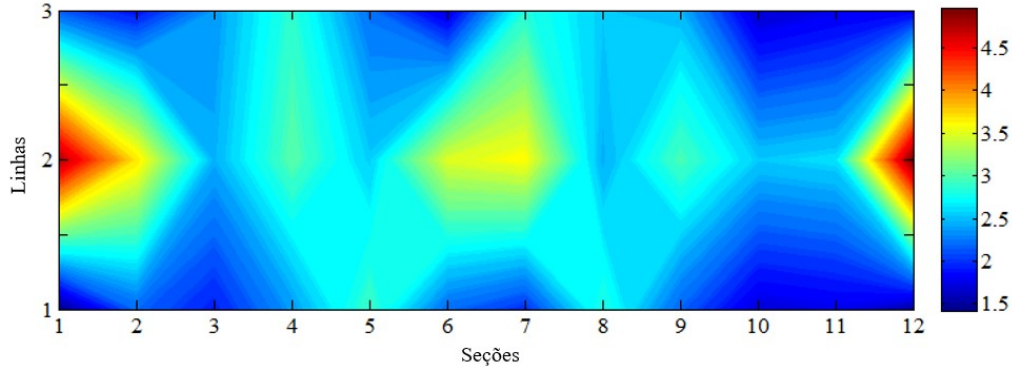
Para facilitar a visualização foram traçados os perfis de velocidade nos canais referente aos casos da Figura 44 e Figura 45, Figura 46 e Figura 47 respectivamente. Fica evidente como nos dois bocais os canais centrais das extremidades apresentaram as maiores velocidades. No bocal 300 esse efeito ficou ainda mais visível.

Na Figura 47, referente ao bocal 300, percebe-se que a velocidade do escoamento nos canais da lateral direita foi maior que da lateral esquerda. Esse fenômeno é atípico, pois a geometria testada possui simetria vertical. Ainda assim, esse efeito pode ser explicado pela incerteza do anemômetro e zonas de recirculação.

Além disso, a velocidade é uma grandeza vetorial, mas nos testes experimentais foi medida apenas em uma direção. Vale lembrar que o ideal seria obter os dados do interior do canal, porém a montagem seria muito complexa e os custos aumentariam consideravelmente.

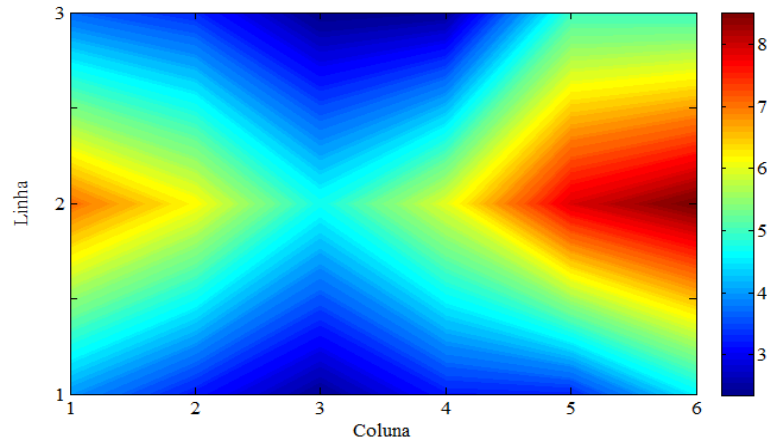
Então os valores encontrados não são realmente as velocidades dos canais, mas servem para fazer uma análise da distribuição de fluido nos canais.

Figura 46 – Perfil de velocidade bocal 600: teste 2 com vazão de 0,043 kg/s.



Fonte: autoria própria (2022).

Figura 47 – Perfil de velocidade bocal 300: teste 1 com vazão de 0,038 kg/s.



Fonte: autoria própria (2022).

Como os resultados do modelo teórico são na forma de fração mássica, os resultados experimentais foram transformados em porcentagem de vazão mássica para possibilitar a comparação.

Além disso, ao invés de comparar quadrantes, foi realizada uma comparação dos dados coletados para uma coluna/seção de medição (soma das vazões mássicas da coluna). Desta forma, os dados experimentais utilizados para comparação podem ser vistos na Tabela 29 (bocal 300) e Tabela 30 (bocal 600). Essas tabelas foram elaboradas com base nos dados apresentados na Tabela 27 e Tabela 28, que apresentam a velocidade do escoamento.

Tabela 29 – Porcentagem de vazão mássica bocal 300: dados experimentais.

		Porcentagem de vazão mássica bocal 300 (%)							
		Seções							
Vazão mássica [kg/s]	Região	1	2	3	4	5	6		
0,021 kg/s	Teste 1	Superior	4,225	3,608	2,638	2,781	6,229	5,915	
		Central	8,911	7,068	5,978	7,872	9,926	10,773	
		Inferior	4,861	3,573	2,680	3,934	3,782	5,247	
		Soma	17,997	14,249	11,296	14,587	19,937	21,935	
	Teste 2	Superior	4,337	3,413	2,510	2,590	5,936	5,682	
		Central	9,381	6,695	5,690	8,376	9,804	10,401	
		Inferior	4,763	3,688	3,061	3,992	4,087	5,596	
		Soma	18,481	13,796	11,261	14,958	19,826	21,678	
	0,03 kg/s	Teste 1	Superior	4,538	4,003	2,849	2,899	6,045	5,964
			Central	8,724	7,155	6,184	7,030	9,681	10,001
Inferior			4,929	3,851	2,994	3,847	3,795	5,512	
Soma			18,191	15,009	12,027	13,776	19,521	21,477	
Teste 2		Superior	4,422	3,805	2,768	2,901	6,240	5,983	
		Central	8,627	6,885	5,821	7,260	10,094	10,423	
		Inferior	4,879	3,554	2,939	3,815	3,874	5,711	
		Soma	17,928	14,244	11,527	13,975	20,208	22,117	
0,038 kg/s		Teste 1	Superior	4,442	3,998	2,820	2,961	6,009	5,996
			Central	8,500	7,452	5,694	7,236	9,554	10,318
	Inferior		4,832	3,864	2,945	3,903	3,964	5,512	
	Soma		17,774	15,313	11,459	14,100	19,527	21,826	
	Teste 2	Superior	4,507	3,965	2,872	2,947	6,112	5,930	
		Central	8,779	7,128	5,740	7,077	9,353	10,543	
		Inferior	4,840	3,761	2,958	3,873	4,084	5,531	
		Soma	18,126	14,853	11,571	13,897	19,549	22,004	

Fonte: autoria própria (2022).

Tabela 30 – Porcentagem de vazão mássica bocal 600: dados experimentais.

		Porcentagem de vazão mássica bocal 600 (%)												
		Seções												
Vazão mássica	Região	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
0,017 kg/s	Teste 1	Superior	2,414	2,133	2,648	2,959	2,590	2,194	2,717	2,767	2,519	2,016	2,285	2,419
		Central	5,449	3,777	2,657	2,886	2,663	3,072	3,377	2,668	3,026	2,695	2,856	5,517
		Inferior	1,822	2,481	2,357	2,678	2,995	2,519	2,515	2,847	2,648	2,096	2,284	2,451
		Soma	9,686	8,391	7,663	8,523	8,248	7,785	8,609	8,283	8,193	6,807	7,425	10,388
	Teste 2	Superior	2,424	2,166	2,612	2,946	2,576	2,167	2,706	2,767	2,596	2,115	2,321	2,407
		Central	5,241	3,622	2,680	2,970	2,673	3,090	3,234	2,613	2,957	2,697	2,902	5,442
		Inferior	1,782	2,579	2,452	2,749	2,817	2,521	2,574	2,866	2,682	2,140	2,372	2,542
		Soma	9,448	8,367	7,745	8,664	8,066	7,777	8,514	8,246	8,235	6,952	7,595	10,391
		Superior	2,446	2,188	2,546	2,995	2,521	2,147	2,658	2,661	2,551	2,032	2,247	2,276

		Porcentagem de vazão mássica bocal 600 (%)												
		Seções												
Vazão mássica	Região	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
0,023 kg/s	Teste 1	Central	5,701	4,066	2,620	2,740	2,662	3,480	3,947	2,571	2,874	2,619	2,819	5,577
		Inferior	1,840	2,510	2,353	2,625	2,803	2,469	2,432	2,847	2,598	2,145	2,248	2,185
		Soma	9,988	8,764	7,519	8,360	7,987	8,096	9,037	8,079	8,023	6,796	7,314	10,038
	Teste 2	Superior	2,399	2,210	2,572	2,982	2,508	2,168	2,682	2,716	2,586	2,023	2,234	2,289
		Central	5,465	3,786	2,490	2,681	2,608	3,489	3,853	2,559	3,311	2,582	2,787	5,845
		Inferior	1,796	2,467	2,260	2,601	2,728	2,423	2,398	3,129	2,704	2,142	2,279	2,249
0,043 kg/s	Teste 1	Superior	2,305	1,907	2,636	3,351	2,591	2,027	3,284	2,763	2,648	1,702	2,031	1,928
		Central	5,160	3,856	2,632	3,242	2,925	3,882	3,602	2,709	3,610	2,750	3,057	5,261
		Inferior	1,445	2,479	2,380	2,945	1,431	2,507	2,176	3,315	3,039	1,978	2,211	2,234
	Teste 2	Soma	8,910	8,242	7,648	9,538	6,947	8,416	9,062	8,788	9,297	6,430	7,299	9,423
		Superior	2,351	2,080	2,625	3,187	2,466	1,900	3,147	2,817	2,741	1,849	1,967	1,983
		Central	5,276	4,071	2,717	3,324	2,825	3,849	3,977	2,703	3,284	2,810	2,883	5,486
Soma	Inferior	1,555	2,417	2,127	2,630	3,246	2,431	2,202	3,143	2,401	1,889	1,959	1,682	
	Soma	9,182	8,567	7,469	9,141	8,537	8,181	9,326	8,663	8,425	6,548	6,810	9,150	

Fonte: autoria própria (2022).

Os dados de pressão e temperatura médios coletados durante os testes podem ser vistos na Tabela 31 abaixo.

Tabela 31 – Pressão e temperatura médias durante os testes.

Pressão e temperatura durante os testes						
	Bocal 300			Bocal 600		
Vazão mássica [kg/s]	0,021	0,030	0,038	0,017	0,021	0,043
Pressão manométrica [bar]	0,434	0,720	0,880	0,085	0,093	0,142
Temperatura [°C]	27,076	27,590	29,180	28,030	28,080	31,440

Fonte: autoria própria (2022).

4.3. COMPARAÇÃO TEÓRICO X EXPERIMENTAL

O modelo teórico foi aplicado com base nas dimensões dos bocais e canais da placa. Os resultados para o bocal 300 e bocal 600 podem ser vistos na Tabela 32 e Tabela 33, respectivamente. Devido a quantidade de medições no bocal 600, foi necessário apresentar a Tabela 33 de uma forma diferente da Tabela 32.

Como falado anteriormente, a comparação dos resultados será feita pela soma das vazões por colunas. O modelo teórico possui o dobro de colunas de medições em relação a cada

teste experimental (ver Tabela 32 e Tabela 33). Visando possibilitar a comparação, a soma das vazões nos modelos teóricos foi realizada por pares de colunas adjacentes (referenciado na tabela como “Soma dos pares”), resultando em 6 colunas para o bocal 300 e 12 colunas para o bocal 600.

Tabela 32 – Resultados modelo teórico para o bocal 300.

Porcentagem de vazão mássica (%)													
		Colunas											
Método	Linhas	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Modelo original	1	0,12	0,22	0,44	0,94	1,92	3,10	3,10	1,92	0,94	0,44	0,22	0,12
	2	0,13	0,26	0,55	1,31	3,12	5,82	5,82	3,12	1,31	0,55	0,26	0,13
	3	0,14	0,27	0,61	1,50	3,86	7,75	7,75	3,86	1,50	0,61	0,27	0,14
	4	0,13	0,26	0,55	1,31	3,12	5,82	5,82	3,12	1,31	0,55	0,26	0,13
	5	0,12	0,22	0,44	0,94	1,92	3,10	3,10	1,92	0,94	0,44	0,22	0,12
	Soma dos pares		1,87		8,59		39,55		39,55		8,59		1,87
Método corretivo L	1	1,55	1,55	1,57	1,61	1,69	1,78	1,78	1,69	1,61	1,57	1,55	1,55
	2	1,55	1,56	1,58	1,64	1,78	1,99	1,99	1,78	1,64	1,58	1,56	1,55
	3	1,55	1,56	1,58	1,65	1,84	2,14	2,14	1,84	1,65	1,58	1,56	1,55
	4	1,55	1,56	1,58	1,64	1,78	1,99	1,99	1,78	1,64	1,58	1,56	1,55
	5	1,55	1,55	1,57	1,61	1,69	1,78	1,78	1,69	1,61	1,57	1,55	1,55
	Soma dos pares		15,51		16,03		18,46		18,46		16,03		15,51
Método corretivo Ld	1	1,55	1,56	1,58	1,61	1,69	1,77	1,77	1,69	1,61	1,58	1,56	1,55
	2	1,55	1,56	1,58	1,64	1,77	1,97	1,97	1,77	1,64	1,58	1,56	1,55
	3	1,55	1,56	1,59	1,65	1,83	2,12	2,12	1,83	1,65	1,59	1,56	1,55
	4	1,55	1,56	1,58	1,64	1,77	1,97	1,97	1,77	1,64	1,58	1,56	1,55
	5	1,55	1,56	1,58	1,61	1,69	1,77	1,77	1,69	1,61	1,58	1,56	1,55
	Soma dos pares		15,57		16,07		18,36		18,36		16,07		15,57

Fonte: autoria própria (2022).

Tabela 33 – Resultados modelo teórico para o bocal 600.

Porcentagem de vazão mássica							
		Linhas					
Método	Colunas	1	2	3	4	5	Soma dos pares
Modelo original	1	0,008%	0,008%	0,009%	0,008%	0,008%	0,101%
	2	0,012%	0,012%	0,012%	0,012%	0,012%	
	3	0,017%	0,018%	0,018%	0,018%	0,017%	0,218%
	4	0,025%	0,027%	0,027%	0,027%	0,025%	
	5	0,040%	0,043%	0,044%	0,043%	0,040%	0,558%
	6	0,066%	0,072%	0,074%	0,072%	0,066%	

Porcentagem de vazão mássica							
Linhas							
Método	Colunas	1	2	3	4	5	Soma dos pares
Método corretivo Ld	2	0,802%	0,802%	0,802%	0,802%	0,802%	
	3	0,802%	0,802%	0,802%	0,802%	0,802%	8,020%
	4	0,802%	0,802%	0,802%	0,802%	0,802%	
	5	0,803%	0,803%	0,803%	0,803%	0,803%	8,033%
	6	0,804%	0,804%	0,804%	0,804%	0,804%	
	7	0,806%	0,806%	0,806%	0,806%	0,806%	8,082%
	8	0,810%	0,811%	0,812%	0,811%	0,810%	
	9	0,818%	0,822%	0,824%	0,822%	0,818%	8,337%
	10	0,837%	0,851%	0,858%	0,851%	0,837%	
	11	0,874%	0,920%	0,948%	0,920%	0,874%	9,511%
	12	0,919%	1,022%	1,095%	1,022%	0,919%	
	13	0,919%	1,022%	1,095%	1,022%	0,919%	9,511%
	14	0,874%	0,920%	0,948%	0,920%	0,874%	
	15	0,837%	0,851%	0,858%	0,851%	0,837%	8,337%
	16	0,818%	0,822%	0,824%	0,822%	0,818%	
	17	0,810%	0,811%	0,812%	0,811%	0,810%	8,082%
	18	0,806%	0,806%	0,806%	0,806%	0,806%	
	19	0,804%	0,804%	0,804%	0,804%	0,804%	8,033%
	20	0,803%	0,803%	0,803%	0,803%	0,803%	
	21	0,802%	0,802%	0,802%	0,802%	0,802%	8,020%
	22	0,802%	0,802%	0,802%	0,802%	0,802%	
	23	0,802%	0,802%	0,802%	0,802%	0,802%	8,016%
	24	0,801%	0,802%	0,802%	0,802%	0,801%	

Fonte: autoria própria (2022).

Como pode ser visto na Tabela 32 e Tabela 33 anteriores, o modelo teórico prevê uma maior vazão mássica nos canais mais próximos ao duto de entrada, então o erro relativo do modelo foi afetado pelo comportamento encontrado nos bocais, que foi relativamente diferente dos dados encontrados na literatura. Além disso, é possível observar que o gradiente de velocidade é baixo, fazendo com que a hipótese de distribuição uniforme funcione bem.

A Tabela 34 apresenta os erros médios relativos do modelo teórico e hipótese de distribuição uniforme para todos os casos testados.

Tabela 34 – Erros médios relativos para os casos experimentais.

	Erro médio relativo					
	Bocal 300			Bocal 600		
Vazão mássica [kg/s]	0,021	0,03	0,038	0,017	0,023	0,043
Modelo original	115,85%	116,70%	117,65%	124,35%	121,20%	120,11%
Método corretivo L	27,70%	26,95%	26,50%	9,64%	10,06%	10,80%
Método corretivo Ld	27,35%	26,60%	26,20%	9,60%	10,03%	10,77%
Hipótese de distribuição uniforme	21,30%	20,50%	20,00%	7,56%	8,99%	9,99%

Fonte: autoria própria (2022).

Nota-se pela Tabela 34 que a hipótese de distribuição uniforme obteve o menor erro relativo para as duas geometrias de bocais testadas, mas os modelos teóricos com correção apresentaram resultados próximos.

Mesmo com o efeito atípico encontrado nos bocais testados, a diferença entre os erros do método corretivo Ld e hipótese de distribuição uniforme foram de aproximadamente 1% para o bocal 600 e 6% para o bocal 300.

Desta maneira, levando em consideração todas as comparações realizadas, baseadas na literatura e nos experimentos, pode-se constatar que o modelo proposto corrigido apresenta resultados melhores ou pelo menos semelhantes ao da hipótese de distribuição uniforme. Logo, torna-se um modelo mais adequado para ser empregado para estimar a vazão do fluido nos canais.

5. CONCLUSÃO

A distribuição de fluido nos canais é um tema muito pertinente para modelagem de um trocador de calor compacto, pois afeta diretamente a eficiência térmica e a queda de pressão do equipamento. Este trabalho teve como objetivo desenvolver um novo modelo para estimar a vazão mássica em canais de trocadores de calor compactos.

O modelo proposto inicial não obteve bons resultados para a maioria dos casos. Com a aplicação dos métodos corretivos ao modelo, que levam em consideração a geometria do bocal, o modelo conseguiu representar adequadamente os dados analisados, conseguindo superar a hipótese de distribuição uniforme, empregada na maioria dos trabalhos.

Em relação aos casos da literatura, o modelo proposto apresentou um menor erro que a hipótese de distribuição uniforme em quatro dos sete casos estudados, e obteve um erro próximo a hipótese de distribuição uniforme nos demais casos. Desta maneira, o erro médio geral do modelo proposto foi inferior ao da hipótese de distribuição uniforme.

Nos testes experimentais, o escoamento apresentou um comportamento relativamente diferente dos dados encontrados na literatura, visto que as maiores velocidades foram encontradas nas laterais do bocal e não no centro, além de apresentar um baixo gradiente de velocidade. Como dito anteriormente, esse comportamento pode ter resultado da existência de zonas de recirculação no bocal, da pequena quantidade de canais na placa ou até pela incerteza experimental do anemômetro. Isso fez com que os resultados do modelo proposto fossem afetados, porém ainda atingiu um erro similar ao da hipótese de distribuição uniforme.

Com base nas análises realizadas, o modelo proposto é promissor e pode ser aplicado para diferentes geometrias, desde que os fatores de forma entre a superfície de entrada de fluido e as superfícies dos canais possam ser calculados. Ainda, nota-se que os modelos corrigidos apresentaram resultados melhores ou similares ao da distribuição uniforme, se apresentando como um modelo mais adequado para estimar a vazão mássica nos canais.

Para pesquisas futuras deseja-se realizar novos testes experimentais com os mesmos bocais com uma placa com maior quantidade de canais. Desta forma, será possível verificar se a quantidade de canais utilizada provocou o comportamento visto nos testes. Também seria interessante aplicar o modelo a mais geometrias e verificar sua performance.

Como falado anteriormente, existem poucos estudos sobre a má distribuição do fluido no núcleo e é praticamente inexistente a presença de estudos que envolvem um modelo teórico para prever a distribuição do fluido nos canais, tornando esta pesquisa inovadora na área.

REFERÊNCIAS

- ALBERTAZZI, A.; SOUSA, A. R. DE. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. 2. ed. Editora Manole, 2017.
- ANJUN, J. et al. Experimental Investigation on Fluid Flow Maldistribution in Plate-Fin Heat Exchangers. **Heat Transfer Engineering**, v. 24, n. 4, p. 25–31, jul. 2003.
- BAEK, S.; LEE, C.; JEONG, S. Effect of flow maldistribution and axial conduction on compact microchannel heat exchanger. **Cryogenics**, v. 60, p. 49–61, mar. 2014.
- CHU, W. et al. Numerical study on a novel hyperbolic inlet header in straight-channel printed circuit heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 146, p. 805–814, 2018.
- DĄBROWSKI, P. Thermohydraulic maldistribution reduction in mini heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v. 173, p. 115271, jun. 2020.
- EQUIPE T2F. **Relatório Técnico Parcial 2 - Convênio Petrobras/UFSC: Análise de trocadores de calor compactos fabricados por manufatura aditiva**. Universidade Federal de Santa Catarina, jun. 2020.
- GROSS, U.; SPINDLER, K.; HAHNE, E. Shapefactor-equations for radiation heat transfer between plane rectangular surfaces of arbitrary position and size with parallel boundaries. **Letters in Heat and Mass Transfer**, v. 8, n. 3, p. 219–227, maio 1981.
- HEIN, L. L. **Análise térmica de trocadores de calor compactos fabricados por impressão 3D**. Joinville: Universidade Federal de Santa Catarina, 2019.
- HEIN, L. L.; MORTEAN, M. V. V. Theoretical and experimental thermal performance analysis of an additively manufactured polymer compact heat exchanger. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 124, p. 105237, maio 2021.
- HOWELL, J. R. **A Catalog of Radiation Heat Transfer Configuration Factors**. 3. ed. Austin, Texas, 2010.
- HUANG, C. et al. Review on the characteristics of flow and heat transfer in printed circuit heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v. 153, p. 190–205, maio 2019.
- INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. 3. ed. Boca Raton: CRC Press, 2012.
- KEW, P. A.; REAY, D. A. Compact/micro-heat exchangers – Their role in heat pumping equipment. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 5, p. 594–601, abr. 2011.
- LALOT, S. et al. Flow maldistribution in heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v. 19, n. 8, p. 847–863, ago. 1999.

LANCE, B. W.; CARLSON, M. D. **Printed Circuit Heat Exchanger Flow Distribution Measurements**. Volume 9: Oil and Gas Applications; Supercritical CO₂ Power Cycles; Wind Energy. **Anais...** In: ASME TURBO EXPO 2017: TURBOMACHINERY TECHNICAL CONFERENCE AND EXPOSITION. Charlotte, North Carolina, USA: American Society of Mechanical Engineers, 26 jun. 2017. Disponível em: <<https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings/GT2017/50961/Charlotte,%20North%20Carolina,%20USA/243634>>. Acesso em: 26 ago. 2021

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

MA, T. et al. Prediction of flow maldistribution in printed circuit heat exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 152, p. 119560, maio 2020.

MENG, B. et al. Micromanufacturing technologies of compact heat exchangers for hypersonic precooled airbreathing propulsion: A review. **Chinese Journal of Aeronautics**, v. 34, n. 2, p. 79–103, 2020.

MORTEAN, M. V. V. **Desenvolvimento de tecnologias de recheios para trocadores de calor compactos soldados por difusão**. Dissertação (mestrado) - Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2014.

MORTEAN, M. V. V. et al. Soldagem por Difusão de Aços Inoxidáveis para Fabricação de Trocadores de Calor Compactos. **Soldagem & Inspeção**, v. 21, n. 1, p. 103–114, mar. 2016.

MORTEAN, M. V. V. **Trocadores de calor compactos soldados por difusão: fabricação e modelagem**. Pós-Graduação - Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2017.

PENG, X. et al. Improvement of Flow Distribution by New Inlet Header Configuration with Splitter Plates for Plate-Fin Heat Exchanger. **Energies**, v. 13, n. 6, p. 1323, 12 mar. 2020.

SARMIENTO, A. P. C. et al. Thermal performance of diffusion-bonded compact heat exchangers. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 153, p. 106384, jul. 2020.

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

STROBEL, M. **Análise da perda de carga e má distribuição em trocador de calor compacto fabricado por impressão 3D**. Joinville: Universidade Federal de Santa Catarina, 2019.

STROBEL, M.; MORTEAN, M. V. V. ANÁLISE DA MÁ DISTRIBUIÇÃO EM BOCAL DE UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO. p. 23, 2020.

SUNDÉN, B.; FU, J. Aerospace Heat Exchangers. In: **Heat Transfer in Aerospace Applications**. Elsevier, 2017. p. 89–115.

WANG, G. et al. Experimental and numerical investigation of fractal-tree-like heat exchanger manufactured by 3D printing. **Chemical Engineering Science**, v. 195, p. 250–261, 2018.

WEN, J.; LI, Y. Study of flow distribution and its improvement on the header of plate-fin heat exchanger. **Cryogenics**, v. 44, n. 11, p. 823–831, nov. 2004.

WRIGHT, R.; WRIGHT, J.; CABET, C. Material Performance in Helium-Cooled Systems. In: **Comprehensive Nuclear Materials**. Elsevier, 2012. p. 251–277.

ZESS, J. A.; DRESSLER, M. Significant Benefits of 3D Screen Printing for Manufacturing Micro-Channel Heat Exchangers. **Materials Science Forum**, v. 941, p. 2148–2153, dez. 2018.

APÊNDICE A – CÓDIGO MATLAB PARA CÁLCULO DO FATOR DE FORMA

```

clear
clc

%Definir coordenadas dos vértices do canal de entrada

x = 10^-3 * [-10.368 10.368];

y = 10^-3 * [-10.368 10.368];

A1 = (x(2)-x(1)) * (y(2)-y(1));

z = 51.3 * 10^-3; %Distância entre bocal de entrada e canais

%Definir coordenadas dos centros dos canais // valores referentes à origem
do sistema de coordenadas

dcx = 25 * 10^-3; %distância entre centros em "x"
dcy = 20 * 10^-3; %distância entre centros em "y"

cx(1) = 12.5 * 10^-3; %1ª coordenada do centro do canal em "x"
cy(1) = 1.703 * 10^-3; %1ª coordenada do centro do canal em "y"

ncolunas = 6;

for j = 2 : 1 : ncolunas

    cx(j) = cx(j-1) + dcx;

end

nlinhas = 3;

for i = 2 : 1 : nlinhas

    cy(i) = cy(i-1) + dcy;

end

% Definir coordenadas dos vértices

j = 1;
ch = 36; % 2 vezes o número de canais
L = 3.76 * 10^-3; % dimensão do lado do canal

for i = 1 : 2 : (2*ncolunas)

    e(i) = cx(j) - L/2;

```

```

    e(i+1) = e(i) + L;

    j = j + 1;

end

for i = (2*ncolunas + 1) : 1 : ch
    e(i) = e(i-(2*ncolunas));
end

j = 1;

for i = 1 : (2*ncolunas) : (2*nlinhas*ncolunas)
    n(i) = cy(j) - L/2;

    n(i+1) = n(i) + L;

    j = j + 1;

    k = i+2;

    coord = 3;

    while (coord <= (2*ncolunas))
        n(k) = n(k-2);

        k = k + 1;

        coord = coord + 1;

    end

end

%Aplicando o fator de forma

g = zeros(1,ch);
F = zeros(1,ch/2);

for i = 1 : 2 : ch

    P1 = {(-1)^4 * ((y(1) - n(i)) * ((x(1) - e(i))^2 + z^2)^0.5 * atan((y(1) - n(i))/((x(1) - e(i))^2 + z^2)^0.5) + (x(1) - e(i)) * ((y(1) - n(i))^2 + z^2)^0.5 * atan((x(1) - e(i))/((y(1) - n(i))^2 + z^2)^0.5) - (z^2/2 * log((x(1) - e(i))^2 + (y(1) - n(i))^2 + z^2)))};

    P2 = {(-1)^5 * ((y(1) - n(i)) * ((x(1) - e(i+1))^2 + z^2)^0.5 * atan((y(1) - n(i))/((x(1) - e(i+1))^2 + z^2)^0.5) + (x(1) - e(i+1)) * ((y(1) - n(i))^2 + z^2)^0.5 * atan((x(1) - e(i+1))/((y(1) - n(i))^2 + z^2)^0.5) - (z^2/2 * log((x(1) - e(i+1))^2 + (y(1) - n(i))^2 + z^2)))};

```

$$+ z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(1) - e(i+1))/((y(1) - n(i))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(1) - e(i+1))^2 + (y(1) - n(i))^2 + z^2))));$$

$$P3 = \{(-1)^5 * ((y(1) - n(i+1)) * ((x(1) - e(i))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((y(1) - n(i+1))/((x(1) - e(i))^2 + z^2)^{0.5}) + (x(1) - e(i)) * ((y(1) - n(i+1))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(1) - e(i))/((y(1) - n(i+1))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(1) - e(i))^2 + (y(1) - n(i+1))^2 + z^2))));$$

$$P4 = \{(-1)^6 * ((y(1) - n(i+1)) * ((x(1) - e(i+1))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((y(1) - n(i+1))/((x(1) - e(i+1))^2 + z^2)^{0.5}) + (x(1) - e(i+1)) * ((y(1) - n(i+1))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(1) - e(i+1))/((y(1) - n(i+1))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(1) - e(i+1))^2 + (y(1) - n(i+1))^2 + z^2))));$$

$$P5 = \{(-1)^5 * ((y(2) - n(i)) * ((x(1) - e(i))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((y(2) - n(i))/((x(1) - e(i))^2 + z^2)^{0.5}) + (x(1) - e(i)) * ((y(2) - n(i))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(1) - e(i))/((y(2) - n(i))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(1) - e(i))^2 + (y(2) - n(i))^2 + z^2))));$$

$$P6 = \{(-1)^6 * ((y(2) - n(i)) * ((x(1) - e(i+1))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((y(2) - n(i))/((x(1) - e(i+1))^2 + z^2)^{0.5}) + (x(1) - e(i+1)) * ((y(2) - n(i))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(1) - e(i+1))/((y(2) - n(i))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(1) - e(i+1))^2 + (y(2) - n(i))^2 + z^2))));$$

$$P7 = \{(-1)^6 * ((y(2) - n(i+1)) * ((x(1) - e(i))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((y(2) - n(i+1))/((x(1) - e(i))^2 + z^2)^{0.5}) + (x(1) - e(i)) * ((y(2) - n(i+1))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(1) - e(i))/((y(2) - n(i+1))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(1) - e(i))^2 + (y(2) - n(i+1))^2 + z^2))));$$

$$P8 = \{(-1)^7 * ((y(2) - n(i+1)) * ((x(1) - e(i+1))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((y(2) - n(i+1))/((x(1) - e(i+1))^2 + z^2)^{0.5}) + (x(1) - e(i+1)) * ((y(2) - n(i+1))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(1) - e(i+1))/((y(2) - n(i+1))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(1) - e(i+1))^2 + (y(2) - n(i+1))^2 + z^2))));$$

$$P9 = \{(-1)^5 * ((y(1) - n(i)) * ((x(2) - e(i))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((y(1) - n(i))/((x(2) - e(i))^2 + z^2)^{0.5}) + (x(2) - e(i)) * ((y(1) - n(i))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(2) - e(i))/((y(1) - n(i))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(2) - e(i))^2 + (y(1) - n(i))^2 + z^2))));$$

$$P10 = \{(-1)^6 * ((y(1) - n(i)) * ((x(2) - e(i+1))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((y(1) - n(i))/((x(2) - e(i+1))^2 + z^2)^{0.5}) + (x(2) - e(i+1)) * ((y(1) - n(i))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(2) - e(i+1))/((y(1) - n(i))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(2) - e(i+1))^2 + (y(1) - n(i))^2 + z^2))));$$

$$P11 = \{(-1)^6 * ((y(1) - n(i+1)) * ((x(2) - e(i))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((y(1) - n(i+1))/((x(2) - e(i))^2 + z^2)^{0.5}) + (x(2) - e(i)) * ((y(1) - n(i+1))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(2) - e(i))/((y(1) - n(i+1))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(2) - e(i))^2 + (y(1) - n(i+1))^2 + z^2))));$$

$$P12 = \{(-1)^7 * ((y(1) - n(i+1)) * ((x(2) - e(i+1))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((y(1) - n(i+1))/((x(2) - e(i+1))^2 + z^2)^{0.5}) + (x(2) - e(i+1)) * ((y(1) - n(i+1))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(2) - e(i+1))/((y(1) - n(i+1))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(2) - e(i+1))^2 + (y(1) - n(i+1))^2 + z^2))));$$

$$P13 = \{(-1)^6 * ((y(2) - n(i)) * ((x(2) - e(i))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((y(2) - n(i))/((x(2) - e(i))^2 + z^2)^{0.5}) + (x(2) - e(i)) * ((y(2) - n(i))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(2) - e(i))/((y(2) - n(i))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(2) - e(i))^2 + (y(2) - n(i))^2 + z^2))));$$

$$P14 = \{(-1)^7 * ((y(2) - n(i)) * ((x(2) - e(i+1))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((y(2) - n(i))/((x(2) - e(i+1))^2 + z^2)^{0.5}) + (x(2) - e(i+1)) * ((y(2) - n(i))^2 + z^2)^{0.5} * \operatorname{atan}((x(2) - e(i+1))/((y(2) - n(i))^2 + z^2)^{0.5}) - (z^2/2 * \log((x(2) - e(i+1))^2 + (y(2) - n(i))^2 + z^2))));$$

```
+ z^2)^0.5 * atan((x(2) - e(i+1))/((y(2) - n(i))^2 + z^2)^0.5) - (z^2/2 *
log((x(2) - e(i+1))^2 + (y(2) - n(i))^2 + z^2))));
```

```
P15 = {(-1)^7 * ((y(2) - n(i+1)) * ((x(2) - e(i))^2 + z^2)^0.5 * atan((y(2)
- n(i+1))/((x(2) - e(i))^2 + z^2)^0.5) + (x(2) - e(i)) * ((y(2) - n(i+1))^2
+ z^2)^0.5 * atan((x(2) - e(i))/((y(2) - n(i+1))^2 + z^2)^0.5) - (z^2/2 *
log((x(2) - e(i))^2 + (y(2) - n(i+1))^2 + z^2))));
```

```
P16 = {(-1)^8 * ((y(2) - n(i+1)) * ((x(2) - e(i+1))^2 + z^2)^0.5 *
atan((y(2) - n(i+1))/((x(2) - e(i+1))^2 + z^2)^0.5) + (x(2) - e(i+1)) * ((y(2)
- n(i+1))^2 + z^2)^0.5 * atan((x(2) - e(i+1))/((y(2) - n(i+1))^2 + z^2)^0.5)
- (z^2/2 * log((x(2) - e(i+1))^2 + (y(2) - n(i+1))^2 + z^2))));
```

```
somatorio = P1{1} + P2{1} + P3{1} + P4{1} + P5{1} + P6{1} + P7{1} + P8{1}
+ P9{1} + P10{1} + P11{1} + P12{1} + P13{1} + P14{1} + P15{1} + P16{1};
```

```
g(i) = somatorio * 1/(2*pi*A1);
```

```
end
```

```
% Removendo espaços nulos
```

```
j = 1;
```

```
for i = 1 : 1 : ch
```

```
    if (mod(i,2) == 0)
```

```
        j = j + 1;
```

```
    else
```

```
        F(j) = g(i);
```

```
    end
```

```
end
```

```
F
```

APÊNDICE B – VELOCIDADES E INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

A incerteza experimental foi calculada para cada ponto de medição. A incerteza sistemática é de 2% da máxima medição (25,4 m/s), ou seja, 0,508 m/s. A incerteza aleatória é dada pela Equação (23).

$$\mu_a = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (23)$$

onde μ_a é a incerteza aleatória, σ é o desvio padrão dos intervalos amostrais e n é o número de amostras.

Com as duas fontes de incerteza, é possível obter a incerteza combinada e a incerteza expandida, como mostrado na Equação (24), Equação (25) e (26).

$$\mu_c = \sqrt{\mu_a^2 + \mu_s^2} \quad (24)$$

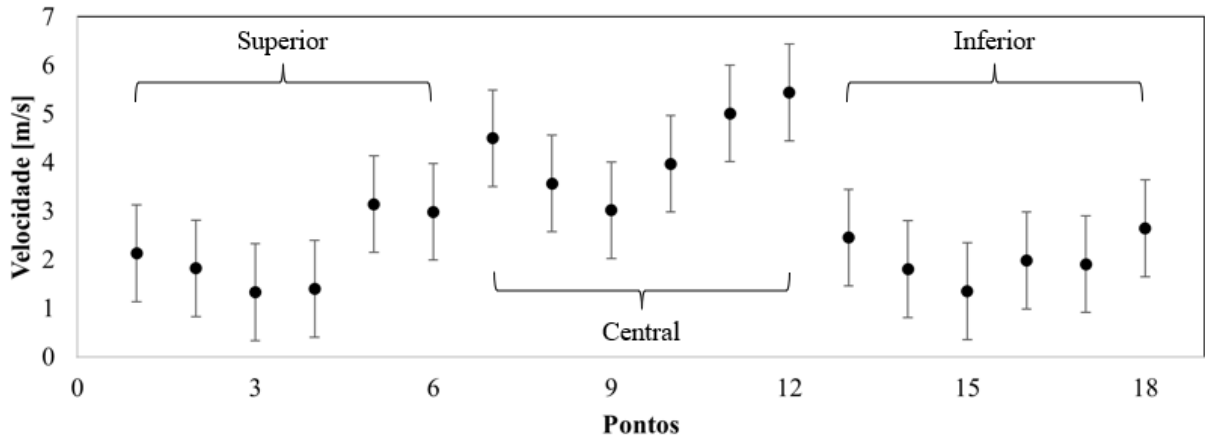
$$U = \mu_c \cdot t \quad (25)$$

$$\frac{\mu_c^4}{\vartheta_{ef}} = \frac{\mu_a^4}{\vartheta_a} + \frac{\mu_s^4}{\vartheta_s} \quad (26)$$

onde μ_c é a incerteza combinada, μ_s a incerteza sistemática, U é a incerteza expandida e t é o coeficiente t de student, que é obtido a partir da relação entre as incertezas e graus de liberdade (ϑ_a , ϑ_s e ϑ_{ef}) da Equação (26). O número de graus de liberdade da incerteza aleatória é dado por $\vartheta_a = n - 1$ e o da incerteza aleatória tende a infinito (ALBERTAZZI; SOUSA, 2017).

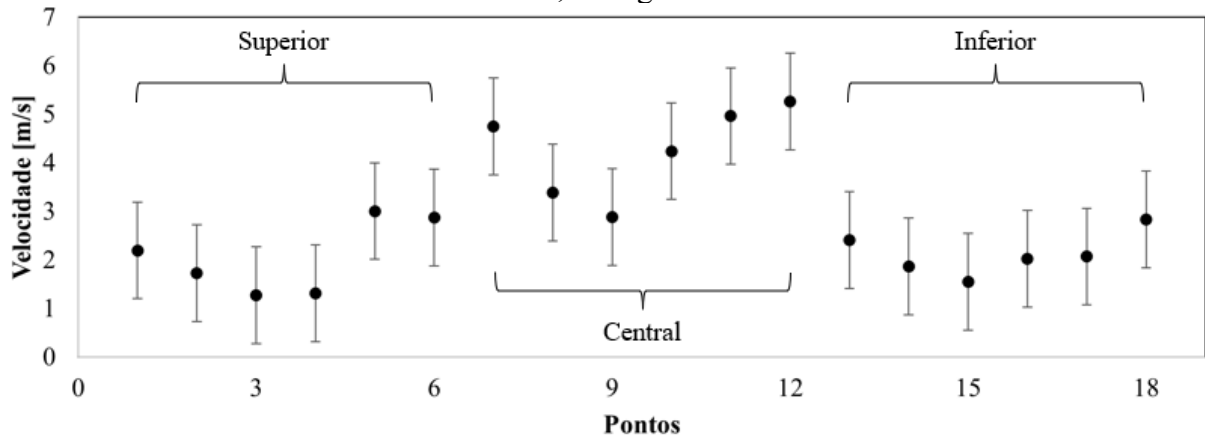
Com isso, para todos os casos, com um intervalo de confiança de 95%, o coeficiente t de student foi de 1,96. A incerteza expandida para todos os casos ficou muito próxima a 0,995 m/s, pois a incerteza sistemática foi predominante em relação a aleatória.

Figura 48 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 300: teste 1 com vazão de 0,021 kg/s



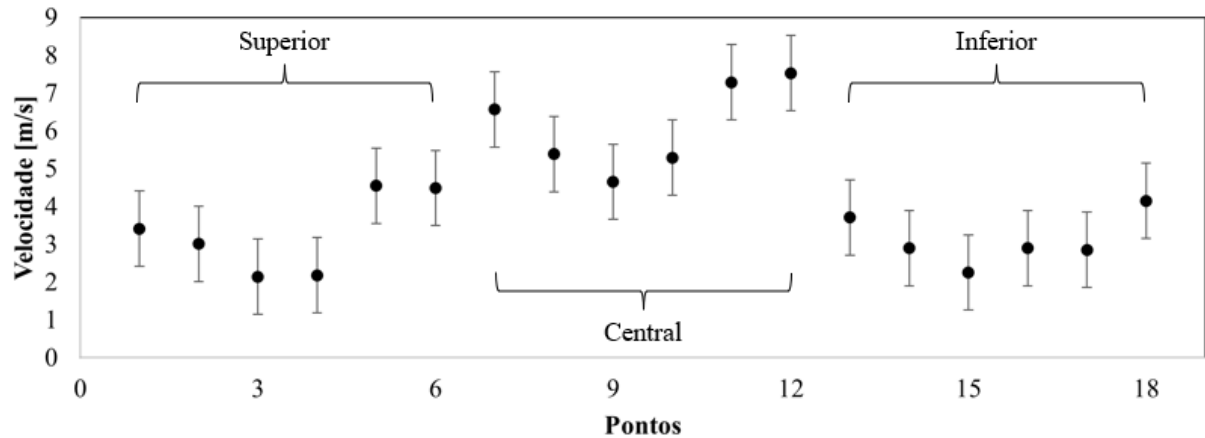
Fonte: autoria própria (2022).

Figura 49 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 300: teste 2 com vazão de 0,021 kg/s



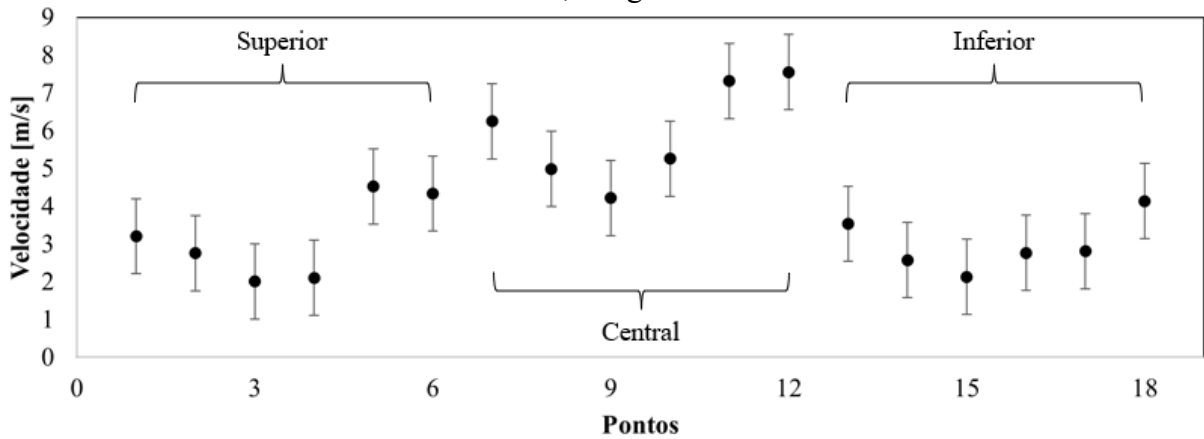
Fonte: autoria própria (2022).

Figura 50 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 300: teste 1 com vazão de 0,03 kg/s



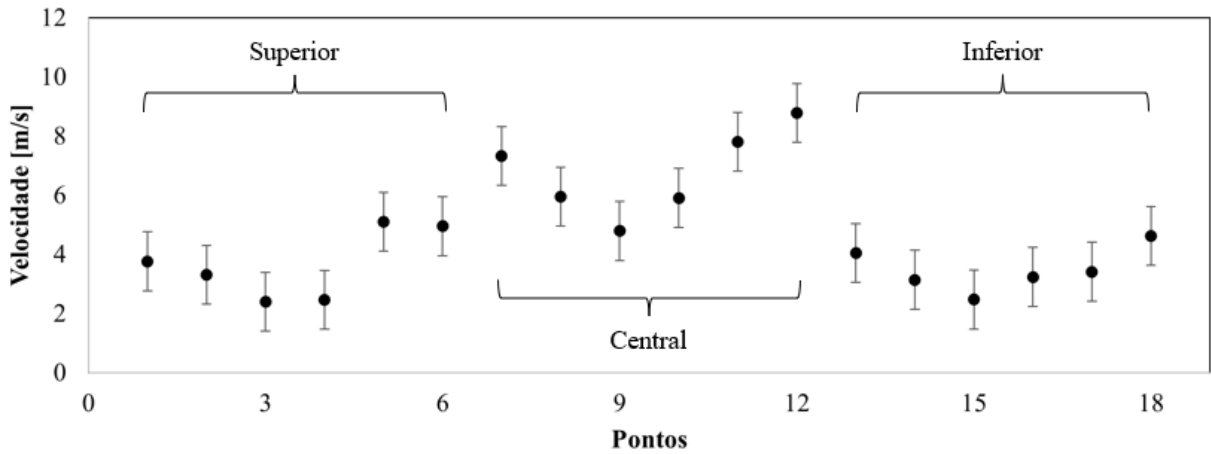
Fonte: autoria própria (2022).

Figura 51 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 300: teste 2 com vazão de 0,03 kg/s



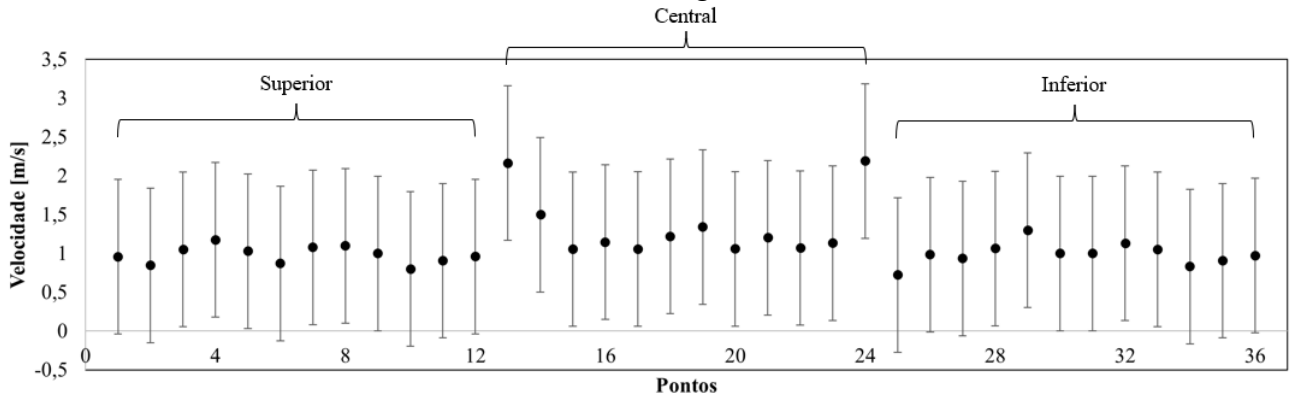
Fonte: autoria própria (2022).

Figura 52 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 300: teste 2 com vazão de 0,038 kg/s



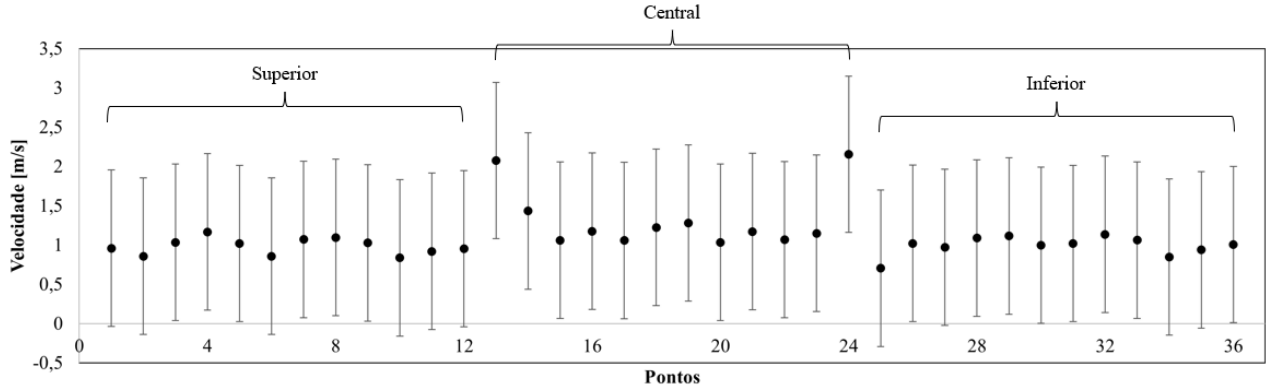
Fonte: autoria própria (2022).

Figura 53 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 600: teste 1 com vazão de 0,017 kg/s



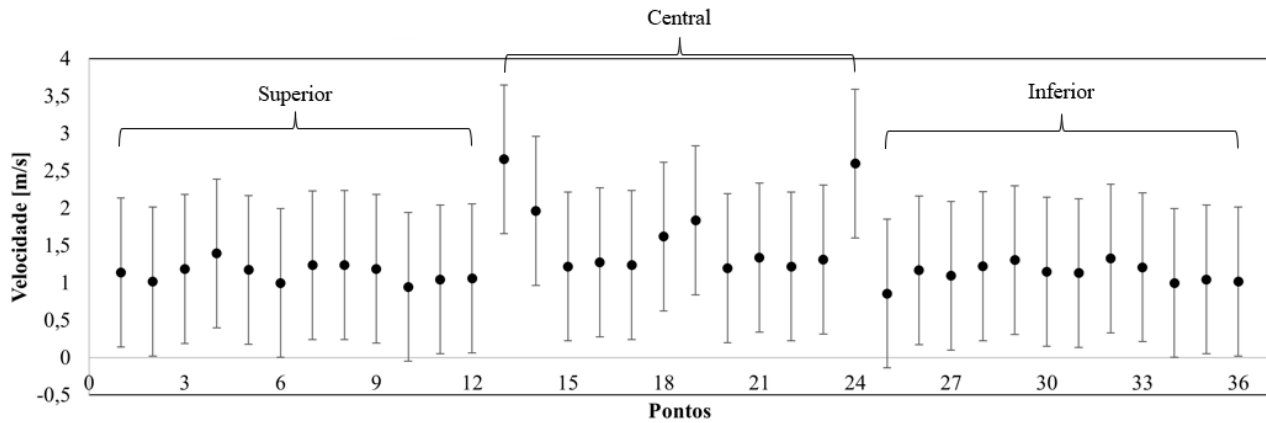
Fonte: autoria própria (2022).

Figura 54 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 600: teste 2 com vazão de 0,017 kg/s



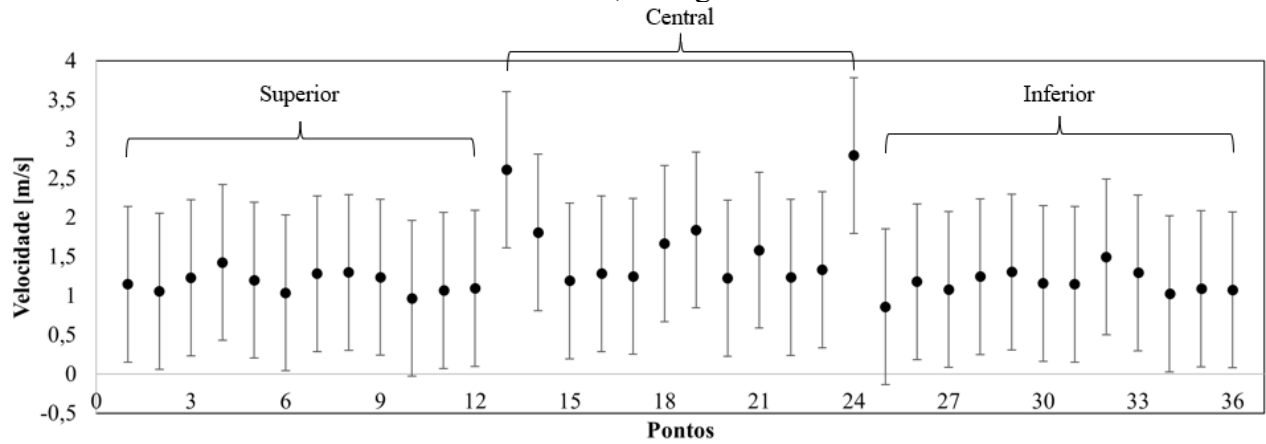
Fonte: autoria própria (2022).

Figura 55 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 600: teste 1 com vazão de 0,023 kg/s



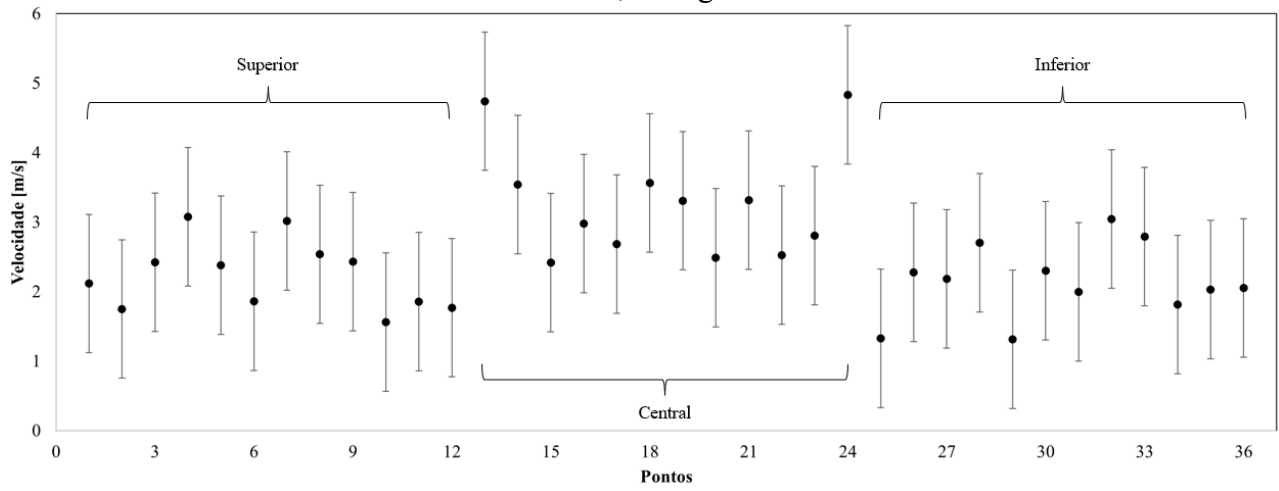
Fonte: autoria própria (2022).

Figura 56 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 600: teste 2 com vazão de 0,023 kg/s



Fonte: autoria própria (2022).

Figura 57 – Velocidades com incerteza experimental para o bocal 600: teste 1 com vazão de 0,043 kg/s



Fonte: autoria própria (2022).