



Universidade Federal do Rio Grande
Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica

ANÁLISE GEOMÉTRICA E NUMÉ-
RICA DA TRANSFERÊNCIA DE CA-
LOR POR CONVECÇÃO FORÇADA
DE ESCOAMENTOS TURBULENTOS
EM UM TROCADOR DE CALOR DE
MICRO CANAL

Dissertação de:
Youssef Bandeira El Halal

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

Agosto de 2023

Dissertação - PPGeo – FURG

Youssef Bandeira El Halal

Mestre em Engenharia Oceânica

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

Documento assinado digitalmente
 JEFERSON AVILA SOUZA
Data: 06/09/2023 13:18:23-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
Coordenador do PPGeo

Banca examinadora:

Documento assinado digitalmente
 ELIZALDO DOMINGUES DOS SANTOS
Data: 06/09/2023 08:29:22-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

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

Documento assinado digitalmente
 LIERCIO ANDRE ISOLDI
Data: 06/09/2023 13:57:46-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Membro Interno — PPGeo/FURG

Documento assinado digitalmente
 GILL VELLEDA GONZALES
Data: 14/09/2023 19:37:04-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Gill Velleda Gonzales
Membro Externo — IFSul

Documento assinado digitalmente
 FILIPE BRANCO TEIXEIRA
Data: 16/09/2023 13:34:23-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

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

Documento assinado digitalmente
 JAIRO VALOES DE ALENCAR RAMALHO
Data: 14/09/2023 12:22:48-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Jairo Valões de Alencar Ramalho
Membro Externo — PPGMMAT/UFPel

Rio Grande, 31 de agosto de 2023

Ficha Catalográfica

H157a Halal, Youssef Bandeira El.

Análise geométrica e numérica da transferência de calor por convecção forçada de escoamentos turbulentos em um trocador de calor de micro canal / Youssef Bandeira El Halal. – 2023.

56 f.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica, Rio Grande/RS, 2023.

Orientador: Dr. Elizaldo Domingues dos Santos.

Coorientador: Dr. Filipe Branco Teixeira.

1. Escoamento turbulento 2. Micro Canal 3. *Design* Construtal
4. CFD I. Santos, Elizaldo Domingues dos II. Teixeira, Filipe Branco
III. Título.

CDU 536.2

Catálogo na Fonte: Bibliotecário José Paulo dos Santos CRB 10/2344

*Deus pode existir, mas a ciência pode explicar o universo sem a
necessidade de um criador.*
STEPHEN HAWKING

Agradecimentos

O meu agradecimento vai para duas pessoas que contribuíram de uma imensa forma para a conclusão deste trabalho. Primeiro, para minha esposa, Priscila El Halal, que me incentivou a continuar nos momentos em que haviam dúvidas sobre a continuação deste trabalho. Segundo, meu grande amigo e orientador Elizaldo Domingues dos Santos, que não desistiu de me orientar mesmo em momentos os quais pareciam que eu já havia perdido o interesse.

Resumo

Youssef B. El Halal

ANÁLISE GEOMÉTRICA E NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA DE ESCOAMENTOS TURBULENTOS EM UM TROCADOR DE CALOR DE MICRO CANAL

O presente trabalho consiste na avaliação numérica de um escoamento turbulento, permanente, bidimensional, incompressível e com convecção forçada ao longo de um micro canal com paredes com corrugações em formato trapezoidal. A geometria do domínio é avaliada com o método Design Construtal. São aplicadas duas restrições, a área do micro canal e a área do trapézio da corrugação a montante do canal. A partir disso, são avaliados dois graus de liberdade: a razão entre a base menor e a base maior do trapézio da corrugação a montante do canal (LA_2/LA_1) e a razão entre a altura do trapézio e sua base maior (H_1/LA_1). Todos os casos são simulados para escoamentos convectivos com números de Reynolds e Prandtl iguais a $Re_D = 22.000$ e $Pr = 0,71$. As equações temporais médias de conservação de massa, quantidade de movimento e energia são resolvidas através do Método dos Volumes Finitos implementado no software Ansys Fluent com modelo de turbulência RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) e fechamento da turbulência utilizando o modelo $k\omega$ - SST (*Shear Stress Transport*). O estudo tem por objetivo avaliar o efeito da geometria das corrugações sobre a taxa de transferência de calor e a perda de carga através do micro canal. Através do estudo foi possível encontrar a razão H_1/LA_1 a qual gera uma melhora de 26,2% na taxa de transferência de calor quando comparado ao pior caso para uma mesma razão LA_2/LA_1 . Além disso, os resultados indicaram que, as maiores inserções da corrugação trapezoidal inferior conduziram a um melhor desempenho térmico do trocador, enquanto a corrugação superior possui pouca contribuição para a troca térmica. Do ponto de vista fluidodinâmico, as menores inserções na direção normal ao escoamento conduziram a menores perdas de carga, como intuitivamente esperado.

Palavras-chave: Escoamento turbulento, Micro Canal, Design Construtal, CFD

Abstract

Youssef B. El Halal

GEOMETRIC AND NUMERIC ANALYSIS OF HEAT TRANSFER BY FORCED CONVECTION OF TURBULENT FLOWS IN A MICRO CHANNEL HEAT EXCHANGER

The present work consists of the numerical evaluation of a turbulent, permanent, two-dimensional, incompressible flow with forced convection along a micro channel with corrugated walls in a trapezoidal shape. The domain geometry is evaluated with the Design Constructal method. Two constraints are applied, the microchannel area and the trapeze area of the corrugation upstream of the channel. From this, two degrees of freedom are evaluated: the ratio between the minor base and the major base of the trapezium of the corrugation upstream of the channel (LA_2/LA_1) and the ratio between the height of the trapezoid and its major base (H_1/LA_1). All cases are simulated for convective flows with Reynolds and Prandtl numbers equal to $Re_D = 22,000$ and $Pr = 0.71$. The average time conservation equations for mass, momentum and energy are solved using the Finite Volume Method implemented in the Ansys Fluent software with a RANS turbulence model (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) and turbulence closure using the $k\omega$ - SST (*Shear Stress Transport*) model. The study aims to evaluate the effect of corrugation geometry on the heat transfer rate and head loss through the microchannel. Through the study it was possible to find the H_1/LA_1 ratio which generates an improvement of 26.2% in the heat transfer rate when compared to the worst case for the same LA_2/LA_1 ratio. Furthermore, the results indicated that the greater insertions of the lower trapezoidal corrugation led to a better thermal performance of the exchanger, while the upper corrugation has little contribution to the thermal exchange. From the fluid dynamic point of view, smaller insertions in the direction normal to the flow led to smaller head losses, as intuitively expected.

Palavras-chave: Turbulent Flow, Microchannel, Design Constructal, CFD.

Sumário

	Página
Lista de Figuras	X
Lista de Tabelas	XII
Lista de Símbolos	XIII
Lista de Siglas	XV
1 Introdução	1
1.1 Motivação _____	1
1.2 Estado da Arte _____	2
1.3 Objetivos _____	10
1.3.1 Objetivo Geral _____	10
1.3.2 Objetivos Específicos _____	10
2 Fundamentação Teórica	11
2.1 Transferência de calor por convecção _____	11
2.2 O conceito da Camada-Limite _____	12
2.3 Escoamentos Turbulentos _____	13
2.4 Modelagem numérica do fenômeno da turbulência _____	14
2.4.1 Modelos de turbulência para as equações RANS (do inglês: Reynolds-averaged Navier Stokes) _____	14
2.4.2 LES (do inglês: Large Eddy Simulation) _____	15
2.4.3 DNS (do inglês: Direct Numerical Simulation) _____	16
2.5 Design Construtal _____	16
2.6 Método dos Volumes Finitos (MVF) _____	18
2.7 Tratamento dos termos advectivos: Esquema Upwind _____	19
2.8 Acoplamento Pressão-Velocidade: SIMPLEC (do inglês: Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations - Consistent) _____	20
3 Modelagem Matemática	22
3.1 Descrição do Problema _____	22
3.2 Equações de Conservação _____	24
3.3 Fechamento da Turbulência _____	25
4 Modelagem Numérica	28
4.1 Teste de independência de malha _____	29
4.2 Comparação entre o modelo transiente e permanente _____	30

5 Resultados	32
5.1 Verificação do modelo numérico _____	32
5.2 Investigação Geométrica do Canal Corrugado com o Design Construtal _____	34
5.3 Influência da geometria na transferência de calor _____	40
5.4 Influência da geometria no diferencial de pressão _____	46
6 Conclusão	51
7 Referências	53

Lista de Figuras

	Página
Figura 1.1: Vista 3D da seção transversal de um trocador de calor de micro canal com cavidades em formato de hélice (Adaptado de Pan <i>et al.</i> , 2019).	2
Figura 1.2: Domínio dos canais estudado em Chai <i>et al.</i> (2016)	5
Figura 1.3: Geometria da aleta em forma de Y estudada com o Design Construtal (Adaptado de Lorenzini e Rocha, 2006).	6
Figura 1.4: Parâmetros geométricos de uma placa Chevron utilizada em trocadores de calor por placas (Adaptado de Wu <i>et al.</i> , 2019).	7
Figura 1.5: Domínio computacional do estudo de investigação geométrica de escoamento turbulento com convecção sobre arranjo triangular de corpos rombudos (Adaptado de Teixeira <i>et al.</i> , 2018).	8
Figura 2.1: Comportamento aleatório da turbulência	13
Figura 2.2: Tratamento dos termos advectivos Upwind - Método dos Volumes Finitos (Fonte: Veerstedt e Malalasekera, 2007)	20
Figura 3.1: Micro trocador de calor com micro canais de paredes corrugadas.	22
Figura 3.2: Domínio Computacional do problema estudado	23
Figura 3.3: Árvore de simulações ilustrando os casos a serem investigados no presente trabalho.	24
Figura 4.1: Discretização do domínio estudado.	28
Figura 4.2: Teste de independência de malha, no regime transiente, para o caso estudado no presente trabalho.	30
Figura 4.3: Comparação entre os coeficientes de transferência de calor convectivos obtidos com modelagem nos regimes permanente e transiente.	31
Figura 5.1: Discretização do domínio do caso de verificação estudado em Teixeira <i>et al.</i> (2018).	32
Figura 5.2: Detalhe da região de parede do domínio.	33
Figura 5.3: Comparação entre os coeficientes convectivos de transferência de calor por convecção obtidos no presente trabalho e em Teixeira <i>et al.</i> (2018) para um escoamento a $Re_D = 22.000$ e $Pr = 0,71$.	34
Figura 5.4: Vetores de velocidade para alguns domínios estudados. (a) $H_1/LA_1 = 0,05 - LA_2/LA_1 = 0,20$. (b) $H_1/LA_1 = 0,15 - LA_2/LA_1 = 0,20$. (c) $H_1/LA_1 = 0,20 - LA_2/LA_1 = 0,20$. (d) $H_1/LA_1 = 0,30 - LA_2/LA_1 = 0,20$.	36

Figura 5.5: Campos de pressão para alguns domínios estudados. (a) $H_1/LA_1 = 0,05 - LA_2/LA_1 = 0,20$. (b) $H_1/LA_1 = 0,15 - LA_2/LA_1 = 0,20$. (c) $H_1/LA_1 = 0,20 - LA_2/LA_1 = 0,20$. (d) $H_1/LA_1 = 0,30 - LA_2/LA_1 = 0,20$. _____ 38

Figura 5.6: Campos de temperatura para alguns domínios estudados. (a) $H_1/LA_1 = 0,05 - LA_2/LA_1 = 0,20$. (b) $H_1/LA_1 = 0,15 - LA_2/LA_1 = 0,20$. (c) $H_1/LA_1 = 0,20 - LA_2/LA_1 = 0,20$. (d) $H_1/LA_1 = 0,30 - LA_2/LA_1 = 0,20$. _____ 40

Figura 5.7: Comportamento da taxa de transferência de calor q' em função de LA_2/LA_1 para as razões H_1/LA_1 estudadas _____ 41

Figura 5.8: Campos de temperatura para alguns casos de $H_1LA_1 = 0,30$. (a) $LA_2/LA_1 = 0,10$ (b) $LA_2/LA_1 = 0,60$ (c) $LA_2/LA_1 = 1,00$. _____ 42

Figura 5.9: Campos de temperatura para alguns casos de $H_1LA_1 = 0,05$. (a) $LA_2/LA_1 = 0,30$ (b) $LA_2/LA_1 = 0,60$ (c) $LA_2/LA_1 = 0,90$. _____ 43

Figura 5.10: Comportamento de $q'_{\text{máx}}$ para cada razão H_1/LA_1 (eixo esquerdo); LA_2/LA_1 ótimo para cada razão H_1/LA_1 (eixo direito). _____ 44

Figura 5.11: Campos de temperatura para os casos: (a) $H_1LA_1 = 0,05 - (LA_2/LA_1)_{\text{oT}} = 0,90$ (b) $H_1LA_1 = 0,20 - (LA_2/LA_1)_{\text{oT}} = 0,40$ (c) $H_1LA_1 = 0,30 - (LA_2/LA_1)_{\text{oT}} = 0,10$. _ 45

Figura 5.12: Comportamento da perda de carga ΔP em função de LA_2/LA_1 para as razões H_1/LA_1 estudadas _____ 46

Figura 5.13: Campos de pressão para algumas razões LA_2/LA_1 para $H_1/LA_1 = 0,30$ (a) $LA_2/LA_1 = 0,10$ (b) $LA_2/LA_1 = 0,60$ (c) $LA_2/LA_1 = 1,00$ _____ 47

Figura 5.14: Campos de pressão para algumas razões LA_2/LA_1 para $H_1/LA_1 = 0,05$. (a) $LA_2/LA_1 = 0,30$ (b) $LA_2/LA_1 = 0,60$ (c) $LA_2/LA_1 = 0,90$ _____ 48

Figura 5.15: Comportamento de ΔP_{min} para cada razão H_1/LA_1 (eixo esquerdo); LA_2/LA_1 ótimo para cada razão H_1/LA_1 (eixo direito). _____ 49

Figura 5.16: Campos de pressão para os casos (a) $H_1LA_1 = 0,10 - (LA_2/LA_1)_{\text{oF}} = 0,20$ (b) $H_1LA_1 = 0,20 - (LA_2/LA_1)_{\text{oF}} = 0,40$ (c) $H_1LA_1 = 0,30 - (LA_2/LA_1)_{\text{oF}} = 1,00$. ____ 50

Lista de Tabelas

	Página
Tabela 1.1: Classificação dos canais de acordo com Kandilikar <i>et al.</i> (2003) _____	4
Tabela 3.1: Propriedades padrão do Ansys Fluent para o fluido de trabalho. _____	22
Tabela 3.2: Valores simulados para cada grau de liberdade. _____	24
Tabela 4.1: Fatores de Sub-Relaxação usados Ansys Fluent (Ansys, 2013) _____	29
Tabela 4.2: Resíduos máximos admitidos. _____	29

Lista de Símbolos

Símbolos Romanos

A_T	Área do trapézio [m^2]
c_p	Calor específico [$J/(kgK)$]
D_h	Diâmetro Hidráulico [m]
F_1	Relação 1 entre variáveis e constantes do modelo k- ω SST
F_2	Relação 2 entre variáveis e constantes do modelo k- ω SST
h	Coeficiente de troca térmica por convecção [$W/(m^2K)$]
H	Altura do micro canal [m]
H_1	Altura do trapézio [m]
K	Condutividade térmica [$J/(mK)$]
Kn	Número de Knudsen
L	Comprimento do micro canal [m]
LA_1	Base maior do trapézio [m]
LA_2	Base menor do trapézio [m]
Nu_h	Número de Nusselt
P_{man}	Pressão manométrica [Pa]
Pr_t	Número de Prandtl Turbulento
R	Constante Universal dos Gases [$J/molK$]
Re_H	Número de Reynolds
T	Temperatura [K]
T_f	Temperatura do fluido [K]
U	Velocidade do fluido na direção x [m/s]
V	Velocidade do fluido na direção y [m/s]
v_x	Velocidade na direção x [m/s]
x	Coordenada cartesiana na direção x [m]
y	Coordenada cartesiana na direção y [m]

Símbolos Gregos

α	Difusividade Térmica do Fluido [m^2/s]
α_t	Difusividade Turbulenta
β	Constante beta ad hoc para o modelo de turbulência k- ω SST
λ	Caminho médio livre [m]
μ	Viscosidade Dinâmica [Ns/m^2]
μ_t	Viscosidade Turbulenta [Ns/m^2]
ρ	Massa específica [kg/m^3]
σ	Constante sigma ad hoc para o modelo de turbulência k- ω SST
ω	Taxa de dissipação específica [$1/s$]

Subscritos e Superscritos

- m Uma vez maximizado ou minimizado
- mm Duas vezes maximizado ou minimizado
- o Uma vez otimizado
- oo,F Duas vezes otimizado do ponto de vista fluidodinâmico
- oo,T Duas vezes otimizado do ponto de vista térmico

Lista de Siglas

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
FURG	Universidade Federal do Rio Grande
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
MVF	Método dos Volumes Finitos
PPGEO	Programa de Pós Graduação em Engenharia Oceânica
RAM	<i>Random Access Memory</i>
RANS	<i>Reynolds-Averaged Navier-Stokes</i>
SIMPLE	<i>Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations</i>
SIMPLEC	<i>Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations - Consistent</i>
SST	<i>Shear Stress Transport</i>

1 | Introdução

1.1 Motivação

Uma das missões da engenharia é encontrar formas mais eficientes de utilizar a energia na produção de bens e no cotidiano das pessoas. Um dos equipamentos mais utilizados na indústria são os trocadores de calor. Estes, utilizam a energia elétrica aplicada a um compressor ou alguma outra forma de trabalho aplicado ao fluido para movimentá-lo (ventiladores, bombas) para remover ou introduzir energia térmica em um sistema. Nesse sentido, a redução das perdas de energia nos canais onde o fluido escoar é de suma importância para melhorar a eficiência destes equipamentos.

Embora existam diversos estudos de otimização de trocadores de calor para melhoria de eficiência, como por exemplo os descritos em Costa e Queiroz (2008), Patel e Rao (2010) e Wu *et al.* (2019), uma necessidade de reduzir o tamanho dos mesmos vem surgindo devido ao avanço da tecnologia em micro sistemas eletrônicos. Sendo assim, estudar opções de resfriamento para estes sistemas é de extrema relevância para o avanço tecnológico. Nesse contexto, o surgimento dos trocadores de calor do tipo micro canal se destaca.

Ainda que não seja uma tecnologia nova, não há muitos estudos de otimização de performance deste tipo de trocador de calor. Os estudos abordam, principalmente, técnicas de fabricação de micro trocadores (Vasquez *et al.*, 2010; Zhuang *et al.*, 2019), estabilidade de longo prazo destes sistemas (Brandner *et al.*, 2007) e influência dos materiais utilizados na fabricação (Wilson *et al.*, 2011; Nekahi *et al.*, 2019).

Não apenas isso, os micro trocadores de calor podem ser utilizados para resfriamento de processadores e chips em dispositivos eletrônicos e refrigeração de baterias em veículos elétricos (Chanyoot *et al.*, 2020), troca de calor em sistemas de energia renovável, como painéis solares (Li *et al.*, 2017). Todas essas aplicações podem ser utilizadas em estruturas oceânicas, como embarcações e plataformas, e são de suma importância para a engenharia oceânica.

Dessa forma, se vê necessário um estudo de otimização geométrica dos canais destes trocadores para auxiliar no avanço tecnológico de diversas aplicações importantes como encapsulamento de circuitos eletrônicos, resfriamento de sistemas embarcados e no campo da refrigeração comercial (unidades condensadoras). Sendo assim, se acredita que este trabalho possa contribuir nesse sentido, auxiliando a encontrar as melhores formas construtivas de trocadores de calor do tipo micro canal, otimizando sua performance, de modo a reduzir as perdas de energia e melhorar a troca térmica. Ainda, é importante obter recomendações teóricas sobre o design de trocadores de calor do tipo micro canal e entender a influência do design sobre o desempenho destes dispositivos.

Para melhor visualização do leitor, a Figura 1.1 mostra a seção transversal de um trocador de calor de micro canal com as cavidades em formato de hélice.

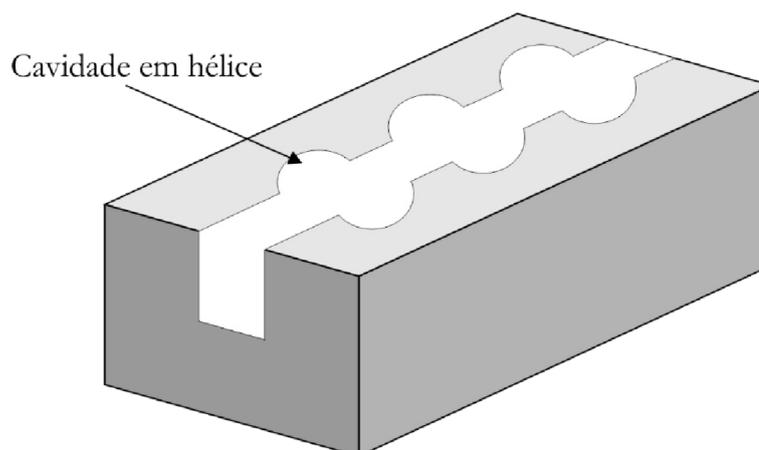


Figura 1.1: Vista 3D da seção transversal de um trocador de calor de micro canal com cavidades em formato de hélice (Adaptado de Pan *et al.*, 2019).

No presente estudo, admite-se como hipótese científica que a geometria das corrugações em micro canais possuem influência importante sobre o desempenho térmico do trocador de calor a existindo um menor custo possível de trabalho aplicado ao escoamento.

1.2 Estado da Arte

Tuckerman e Pease (1981) foram os primeiros a estudarem um trocador de calor do tipo micro canal para microcircuitos eletrônicos. Em seu trabalho foram analisadas experimentalmente quais são as espessuras dos canais ótimas, assim como, qual o melhor posicionamento das paredes dos canais para minimizar a resistência térmica total. Ainda, investigaram qual a melhor razão entre a área da superfície em contato com o fluido refrigerante e o substrato do circuito eletrônico para minimizar a resistência térmica total. Os autores encontraram que com o escoamento laminar, as espessuras de canal e posicionamento das paredes ótimos são de $50 \mu\text{m}$ com Número de Nusselt (Nu_H) = 6. Além disso, os autores observaram que o coeficiente de troca térmica por convecção (h) é inversamente proporcional à largura do canal.

Peiyi e Little (1983) investigaram o comportamento do coeficiente de atrito e queda de pressão para micro canais com seção transversal em forma trapezoidal constituídos de silício, visto que os mesmos possuem alta rugosidade relativa devido às suas pequenas dimensões. Os autores utilizaram nitrogênio, hidrogênio e argônio no estado de gás, como fluido de trabalho. Os resultados do estudo mostraram que a transição de escoamento laminar para escoamento turbulento ocorre em Reynolds menores para micro canais quando comparados aos canais convencionais. Essas transições foram observadas em valores entre 400 e 900, utilizando o diâmetro hidráulico como comprimento característico, dado por:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (1.1)$$

onde A é a área da seção transversal e P é o perímetro.

Peng *et al.* (1984) estudaram experimentalmente a transferência de calor por convecção forçada em um micro canal com seção transversal retangular com diâmetros hidráulicos entre 0,133 e 0,367 mm. Os autores observaram que, para micro canais, o escoamento se tornou totalmente turbulento em números de Reynolds a partir de 1500 e a transição de escoamento laminar para turbulento ocorreu em valores entre 200 e 700. Além disso, os autores observaram que ao diminuir o tamanho do canal a faixa de transição do regime laminar para o regime turbulento também diminuía.

Martin *et al.* (1995) estudou um trocador de calor de micro canais com dimensões de 100 μm de profundidade por 100 μm de largura com espaçamento de 50 – 100 μm entre eles. Foi utilizado como fluido de trabalho a água e o fluido refrigerante R124. Foi observado que o micro trocador de calor é capaz de trocar calor na ordem de 100 W/cm^2 e, segundo os autores, o mesmo é capaz de atingir melhores performances.

Qu *et al.* (2000) investigaram experimentalmente o gradiente de pressão ao longo de um micro canal com seção transversal trapezoidal. Os diâmetros hidráulicos dos micro canais estudados variaram de 51,3 a 168,9 μm , enquanto que os números de Reynolds estudados variaram de 10 a 500. Como principal resultado os autores encontraram que o escoamento não se comporta de acordo com a teoria convencional do escoamento laminar, utilizada em canais com tamanho macro. Sendo assim, obtiveram valores maiores de gradiente de pressão quando comparado a esta teoria, variando de 2% a 45% de diferença e aumentando com o aumento do número de Reynolds. Além disso, os autores atribuíram essa diferença ao tamanho do micro canal e a rugosidade do material, já que para macro canais (na ordem de milímetros) esta não possui influência tão acentuada.

Celata *et al.* (2002) investigaram experimentalmente o escoamento de fluido refrigerante R114 em micro canais circulares com 130 μm . Os autores estudaram os números de Reynolds de transição para o escoamento turbulento utilizando água na entrada em duas temperaturas diferentes, 17 °C e 33 °C, assim como o número de Nusselt para variados números de Reynolds em ambas temperaturas. Como resultado, obtiveram que a transição do escoamento laminar para o escoamento turbulento ocorre na faixa entre $1880 < \text{Re} < 2480$. Além disso, obtiveram número de Nusselt máximo de 85 para $\text{Re} = 8000$.

Kandlikar *et al.* (2003) introduziram uma classificação dos canais, divididos em canais convencionais, mini canais e micro canais. Essa classificação advém do Número de Knudsen, que é dado pela seguinte expressão:

$$Kn = \frac{\lambda}{D_h} \quad (1.2)$$

onde D_h é o diâmetro hidráulico do canal e λ é o caminho médio livre para o gás calculado por:

$$\lambda = \frac{\mu \sqrt{\pi}}{\rho \sqrt{2RT}} \quad (1.3)$$

sendo μ (kg/ms) a viscosidade dinâmica do gás, R (J/molK) a constante universal dos gases, ρ (kg/m³) a massa específica do gás e T (K) a temperatura absoluta.

A partir das Eqs 1.2 e 1.3, utilizando o ar ($\lambda = 0,068 \mu\text{m}$) o autor classifica os canais com base no seu diâmetro hidráulico, apresentado na Tabela 1.1.

Tabela 1.1: Classificação dos canais de acordo com Kandilikar *et al.* (2003)

Classificação do Canal	D_h
Canal Convencional	>3 mm
Minicanal	3 mm – 200 μm
Microcanal	200 μm – 10 μm
Canal Transicional	10 μm – 0,1 μm
Nanocanal	<1 μm

Wang *et al.* (2009) conduziram experimentalmente e numericamente estudos em um microtrocador de calor com seção transversal trapezoidal utilizando água como fluido de trabalho. O escoamento foi considerado laminar, incompressível e tridimensional. O microcanal estudado possuía diâmetro hidráulico de 155 μm e comprimento de 30 mm. A partir deste estudo, foi concluído que é possível utilizar as equações de Navier Stokes e da Energia para prever o comportamento físico dos fluidos em microcanais deste tamanho utilizando modelos numéricos.

Yu *et al.* (2012) investigaram experimentalmente e numericamente o comportamento das características térmicas e fluidodinâmicas em micro canais em formato de árvore para diferentes razões geométricas, utilizando o método dos fractais, com Reynolds variando de 150 a 1200. Os autores observaram que devido à formação de vórtices em micro canais com esta geometria, a transferência de calor foi melhorada quando comparado a micro canais retos de mesma área.

Chai *et al.* (2016) estudaram numericamente os efeitos de inserções em formato de leque em um micro canal retangular sobre o campo de temperaturas e transferência de calor médio e local com um escoamento laminar. Os autores utilizaram duas macro configurações, a primeira com as inserções alternadas nas paredes inferior e superior do domínio e a segunda com inserções alinhadas, conforme visualizado nas Figuras 1.2a e 1.2b, respectivamente. Além disso, foi investigado o efeito da variação geométrica destas nervuras, variando os seguintes parâmetros: $0,05 \text{ mm} < W_r < 0,4 \text{ mm}$, $0,005 \text{ mm} < H_r <$

0,025 mm e $0,2 \text{ mm} < S_r < 5 \text{ mm}$, onde W_r , H_r e S_r são, respectivamente, a largura das inserções, a altura do micro canal e o espaçamento entre as inserções. Os autores observaram que a altura do canal e o espaçamento entre as inserções possuem grande influência sobre a transferência de calor, no entanto, a largura das mesmas não possui influência significativa. Para micro canais com menor altura e maior espaçamento entre inserções, os canais com as inserções alinhadas apresentam maior transferência de calor quando comparados aos micro canais com arranjo alternado entre as nervuras.

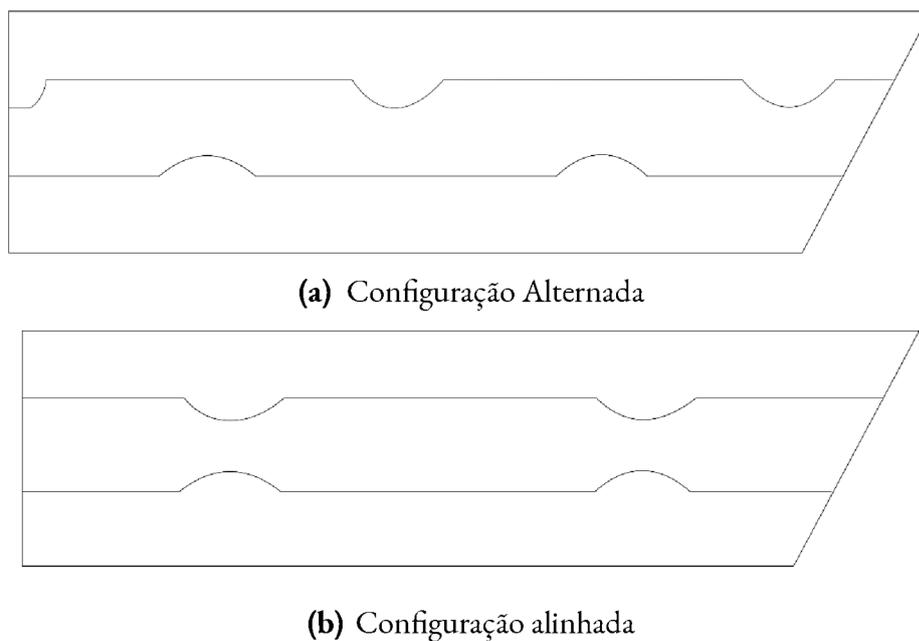


Figura 1.2: Domínio dos canais estudado em Chai *et al.* (2016)

O design construtal propõe que o design e a evolução de sistemas naturais e artificiais, como redes de fluxo de fluidos, sistemas de transporte e distribuição, entre outros, seguem um princípio fundamental: o design deve ser gerado de forma a facilitar o fluxo/escoamento nas correntes internas que fluem através de um sistema de dimensões finitas.

A teoria construtal se baseia na ideia de que a forma e a estrutura desses sistemas são moldadas pelo movimento e pelo transporte das correntes internas (massa, quantidade de movimento e energia). Ela determina que, ao longo do tempo, esses sistemas evoluem para aumentar a sua acessibilidade global, ou seja, a capacidade de alcançar e distribuir fluxos de forma mais eficiente. Esse princípio pode ser aplicado em diversos campos, como engenharia civil, mecânica, biologia, economia, entre outros (Bejan, 2000).

O Design Construtal vem sendo utilizado com bastante sucesso em trabalhos de transferência de calor, associado a métodos de otimização, como a busca exaustiva (onde todas as possibilidades geométricas considerando um incremento de variação são resolvidas) e emprego de técnicas heurísticas como algoritmos genéticos, recozimento simulado e evolução diferencial (Gonzales *et al.*, 2015). Por exemplo, Lorenzini e Rocha

(2006) aplicaram o Design Construtal em associação com o método de busca exaustiva para otimizar a geometria da montagem de aletas em formato “Y” com o intuito de minimizar a resistência térmica entre a aleta e o escoamento circundante, representado através da aplicação de uma condição de contorno de convecção. A Figura 1.3 mostra a geometria proposta de estudo, assim como, as variáveis da mesma. O problema é resolvido numericamente utilizando a ferramenta PDETool do software Matlab, que consiste em resolver a equação da difusão do calor no domínio sólido através do método de elementos finitos, simulando diversas configurações como aquelas presentes na Figura 1.3.

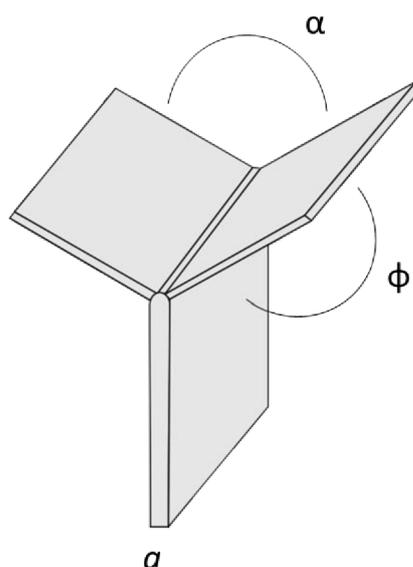


Figura 1.3: Geometria da aleta em forma de Y estudada com o Design Construtal (Adaptado de Lorenzini e Rocha, 2006).

Os autores investigaram a variável adimensional a , ou seja, a variação do coeficiente convectivo, e como a mesma afetaria as configurações ótimas obtidas no problema, bem como a influência dos graus de liberdade sobre o indicador de performance. Os resultados mostraram a grande influência na qual a variável a possui: quanto maior a , menor será a resistência térmica global. Além disso, o ângulo α ótimo diminui com o aumento de a , no entanto, ele aumenta com o aumento de ϕ . Finalmente, pode-se afirmar que o formato “Y” possui melhor desempenho que a aleta na forma de “T” quando o objetivo é reduzir a resistência térmica global. A diferença no desempenho da aleta em Y para a em forma de T considerando $a = 0,2$ foi de aproximadamente 11%.

Wu *et al.* (2019) desenvolveram um estudo com objetivo de minimizar a potência de bombeamento em um evaporador de um sistema de conversão de energia térmica oceânica (OTECS - do Inglês: *Ocean Thermal Energy Conversion System*) por meio da aplicação da Teoria Construtal. A OTECS aproveita a diferença de temperatura entre as camadas superficiais quentes e as profundidades frias do oceano para gerar energia, mas o bombeamento de água é um desafio devido ao alto consumo de energia envolvido. Os pesquisadores desenvolveram um modelo matemático que considera parâmetros como

temperatura e vazão mássica, e aplicaram a Teoria Construtal para encontrar a melhor configuração geométrica dos componentes do sistema, visando minimizar a potência de bombeamento necessária. O fluido de trabalho utilizado foi a amônia. A Figura 1.4 mostra uma representação do trocador de calor por placas estudado.

Os autores adimensionalizaram a potência de bombeamento, o objetivo de otimização, chamada de Potência de Bombeamento Adimensional (DPP - do Inglês: *Dimensionless Pumping Power*), que é a razão entre a soma das potências após a otimização e a soma das potências iniciais.

A primeira variável otimizada foi a largura da placa (w), onde, como resultado, se encontra uma largura ótima de 2,9 m. Os resultados mostraram também que a DPP diminui inicialmente até atingir o valor ótimo e depois volta a crescer, mostrando que há um limite geométrico para otimização da DPP. Em seguida, são avaliadas a influência do comprimento efetivo (L_{eff}) e do número efetivo de placas do trocador (N_{eff}) na DPP. Observa-se que quanto maior L_{eff} , maior será a DPP e encontra-se uma largura duas vezes otimizada de 3,9 m. Quanto a N_{eff} , há uma diminuição bastante acentuada até o número ótimo e depois a mesma volta a aumentar, apresentando um valor ótimo de 56 placas.

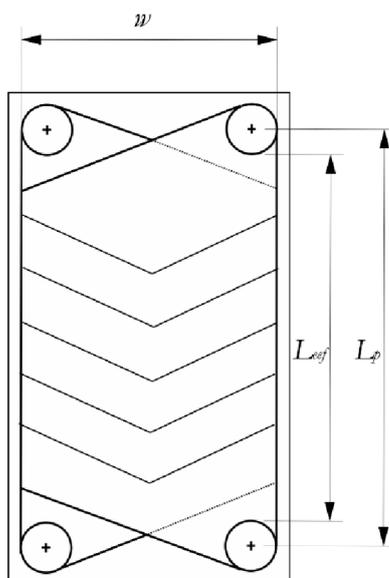


Figura 1.4: Parâmetros geométricos de uma placa Chevron utilizada em trocadores de calor por placas (Adaptado de Wu *et al.*, 2019).

Teixeira *et al.* (2018) investigaram numericamente um escoamento turbulento, bidimensional com transferência de calor por convecção forçada sobre um arranjo triangular de corpos rombudos (sólidos geométricos tridimensionais com faces planas paralelas) com o intuito de minimizar o coeficiente de arrasto e maximizar o Número de Nusselt. Para isso, os autores utilizaram o método Design Construtal. Neste estudo, o mesmo considerou os números de Reynolds e Prandtl constantes ($Re_D = 22.000$ e $Pr = 0,71$) em todos os casos simulados. Para a solução das equações de conservação de massa, balanço da quantidade de movimento e conservação de energia médias no tempo foi empregado

o método de volumes finitos (MVF). Para a abordagem da turbulência, é empregada a modelagem RANS (Do inglês: *Reynolds Averaged Navier Stokes*) e o modelo $k - \omega$ SST para resolver o problema do fechamento. O domínio computacional utilizado pode ser visto na Figura 1.5.

As restrições impostas para o problema são a área dos corpos rombudos $A_t = 3D^2$ e a área de ocupação dos mesmos, dado por $A_o = 36D^2$. O problema possui dois graus de liberdade: S_T/D (razão entre a distância transversal e a aresta do corpo rombudo) e S_L/D (razão entre a distância longitudinal e a aresta do corpo rombudo). Os resultados indicaram que o melhor caso fluidodinâmico ocorreu para a razão $S_T/D = 5,0$ e $S_L/D = 2,0$, com uma redução de 73,1% no coeficiente de arrasto quando comparado ao pior caso. Já para a avaliação do número de Nusselt, o melhor caso ocorreu em $S_T/D = 5,0$ e $S_L/D = 3,5$, um aumento de 33,1% quando comparado ao pior caso. Finalmente, os resultados indicaram que a aplicação do Design Construtal levou a melhorias sensíveis no desempenho fluidodinâmico e térmico do arranjo investigado.

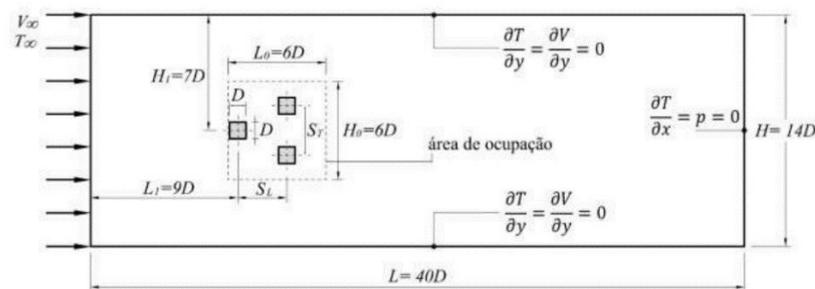


Figura 1.5: Domínio computacional do estudo de investigação geométrica de escoamento turbulento com convecção sobre arranjo triangular de corpos rombudos (Adaptado de Teixeira *et al.*, 2018).

Soleimani *et al.* (2020) otimizaram a geometria para aumentar a transferência de calor e diminuir queda de pressão em um micro-trocador de calor aletado por meio de investigação numérica. Para isso foram variados a seção transversal da aleta (retangular, trapezoidal, triangular e parabólico), a altura das mesmas, ângulo e o passo (distância entre as aletas). Para o fechamento da turbulência os autores utilizaram o modelo $k - \epsilon$. As restrições impostas foram a área da seção transversal e o volume total do sólido. O estudo revelou que a eficácia é maior quando a altura das aletas é maior. Além disso, foi constatado que a troca térmica é menor quando o espaçamento entre as aletas, chamado de passo, é reduzido. Isso ocorre porque o escoamento de fluido não consegue penetrar adequadamente entre os canais, resultando em uma diminuição na troca térmica por convecção. Em resumo, os resultados do estudo indicam que a altura das aletas e o espaçamento entre elas desempenham um papel importante na eficácia e na eficiência da transferência de calor.

Rao *et al.* (2020) estudaram experimentalmente e numericamente a transferência de calor por convecção em uma placa com ondulações. Foram analisados os efeitos do Número de Reynolds e da razão entre profundidade e diâmetro (δ/d) destas ondula-

ções sobre o número de Nusselt e o coeficiente de atrito. Os números de Reynolds escolhidos variaram entre 10.000 e 60.000 e δ/d variando entre 0,067 e 0,2. Os autores encontraram que para baixos valores de δ/d , menores valores do coeficiente de atrito foram obtidos. No entanto, para valores mais altos, a troca térmica melhora, gerando um aumento também no coeficiente de atrito. Além disso, concluiu-se que para $\delta/d = 0,067$, a troca térmica foi mais uniforme ao longo do domínio quando o número de Reynolds era mais elevado, enquanto para $\delta/d = 0,2$ essa troca térmica não era uniforme e era independente do número de Reynolds.

Feng *et al.* (2020) investigaram numericamente através do Design Construtal um condensador ST de amônia-água. No trabalho foram analisados o efeito do diâmetro do tubo (d_o) do trocador de calor sobre a taxa de geração de entropia e sobre a potência total de bombeamento, com o intuito de minimizar ambas. Os autores encontraram que após a otimização do condensador ($d_o = 0,024$ m) foi possível uma redução na taxa de geração de entropia e da potência total de bombeamento de, respectivamente, 0,92% e 20,60%.

Bejan *et al.* (2021) estudaram numericamente através do Design Construtal o efeito do posicionamento de insertos de um material de alta condutividade em um material resistente de baixa condutividade na resistência do material e na condutividade térmica através dele. Os autores destacaram o trade-off entre a condutividade térmica e a resistência do material, mostrando que algumas configurações apresentam menor resistência e maior condutividade térmica enquanto outras configurações mostram o contrário, ou seja, maior resistência mecânica e menor condutividade térmica. As configurações geométricas dos insertos foram: placas paralelas, placas alternadas, insertos em formato de garfo, de corrente e de diamante.

Chen *et al.* (2022) estudaram o comportamento da potência de uma turbina em um ciclo de Rankine orgânico ao aplicar o Design Construtal a ela. Na primeira otimização eles obtiveram um aumento de 0,97% de potência em relação à turbina inicial enquanto na segunda otimização foi possível obter um aumento de 1,69% de potência em relação à turbina original.

Apesar da vasta gama de trabalhos em trocadores de calor de micro canal, não têm sido apresentados estudos relacionados a investigação geométrica de micro canais considerando os escoamentos com convecção no regime turbulento e empregando o Design Construtal. No presente trabalho, assume-se como hipótese científica de que é possível propôr recomendações para o design de canais corrugados (canais com superfícies internas apresentando ondulações) empregando o Design Construtal sujeito a escoamentos turbulentos com convecção forçada. Além disso, pretende-se propôr novas recomendações para o efeito da geometria sobre a perda de carga e a taxa de transferência de calor nesses canais.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

O objetivo do projeto é realizar a análise numérica da influência geométrica de canais de pequena dimensão com corrugações trapezoidais sujeitos a escoamentos turbulentos com transferência de calor por convecção forçada sobre o desempenho dos dispositivos através do método Design Construtal.

1.3.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos do trabalho são:

- Propor um modelo numérico para determinar a taxa de transferência de calor por convecção e a perda de carga em escoamentos turbulentos com convecção forçada que simulam trocadores de calor do tipo micro canal;
- Verificar este modelo numérico, comparando-o com resultados encontrados na literatura;
- Avaliar a independência de malha e passo de tempo do modelo numérico;
- Comparar as soluções transiente e permanente do problema;
- Avaliar o efeito da razão LA_2/LA_1 (razão entre a base menor e base maior da primeira corrugação) sobre o desempenho térmico do trocador de calor do tipo micro canal (medido pela taxa de transferência de calor);
- Avaliar o efeito da razão LA_2/LA_1 sobre o desempenho fluidodinâmico do trocador de calor (medido pela perda de carga);
- Avaliar o efeito da razão H_1/LA_1 (razão entre a altura do trapézio e a base maior) sobre a taxa de transferência de calor uma vez maximizada e a razão LA_2/LA_1 uma vez otimizada;
- Avaliar o efeito da razão H_1/LA_1 sobre a perda de carga uma vez minimizada e a razão LA_2/LA_1 uma vez otimizada;

2 | Fundamentação Teórica

2.1 Transferência de calor por convecção

Transferência de calor por convecção é um dos principais modos de transferência de energia térmica entre um corpo sólido ou fluido e um meio circundante. A convecção ocorre devido ao movimento de massas de fluido, como líquidos ou gases, que transportam energia térmica de uma região para outra. Nesse processo de transferência de calor, também há a troca térmica realizada por difusão na região de interface entre a parede do domínio e o escoamento circundante (Bejan, 2013; Kays *et al.*, 2005). Esse processo desempenha um papel fundamental em diversos fenômenos naturais e em várias aplicações tecnológicas.

A transferência de calor por convecção pode ser classificada em dois tipos: convecção natural (ou livre) e convecção forçada. Na convecção natural, o movimento do fluido é impulsionado por diferenças de densidade causadas por variações de temperatura. À medida que o fluido é aquecido, torna-se menos denso e sobe, enquanto o fluido mais frio desce para ocupar seu lugar. Esse movimento forma correntes de convecção que transportam o calor. A convecção natural ocorre em várias situações, como o aquecimento de uma sala, a formação de correntes de ar quente em um ambiente, o aquecimento da água em uma chaleira e o movimento do magma nas profundezas da Terra.

Já na convecção forçada, o movimento do fluido é induzido por uma fonte externa, como um ventilador, uma bomba ou um agitador. Nesse caso, o fluido é forçado a se mover sobre a superfície do corpo sólido ou através de canais, promovendo a transferência de calor. Exemplos de convecção forçada incluem o resfriamento de motores de automóveis, a troca de calor em trocadores de calor industriais e a circulação de ar em sistemas de ar condicionado.

A transferência de calor por convecção ocorre de duas formas, a primeira, pelo movimento das moléculas analisado de forma probabilística, a chamada difusão, onde as moléculas mais energéticas transferem energia para as menos energéticas. Já o segundo mecanismo ocorre devido ao movimento global do fluido, onde um conglomerado de moléculas se desloca coletivamente e, na presença de um gradiente de temperaturas, ocasiona a transferência de calor (Hahn e Özisik, 2012).

A transferência de calor por convecção depende de vários fatores, como as propriedades do fluido, o tamanho e a geometria da superfície envolvida, a diferença de temperatura entre as regiões e a velocidade do fluido. As leis fundamentais que governam a transferência de calor por convecção são descritas nas equações de conservação de massa e momento, conhecidas como as equações de Navier-Stokes.

O processo de convecção é governado pelas leis da termodinâmica e pelos princípios da hidrodinâmica. A transferência de calor por convecção é descrita pela Lei de

Newton do resfriamento, que estabelece que a taxa de transferência de calor é proporcional à diferença de temperatura entre o corpo sólido e o fluido circundante. Essa relação é expressa pela equação:

$$q = hA(T_f - T_s) \quad (2.1)$$

onde q é a taxa de transferência de calor, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A é a área da superfície de transferência de calor, T_f é a temperatura do fluido e T_s é a temperatura da superfície do corpo sólido. Para maiores informações sobre transferência de calor é possível verificar na literatura (Bejan, 2013).

2.2 O conceito da Camada-Limite

Para o desenvolvimento de uma camada-limite térmica em um escoamento, deverá haver diferença de temperaturas entre a superfície que o fluido está em contato (T_s) e a temperatura na corrente livre do fluido (T_∞). Na superfície, as partículas do fluido atingem o equilíbrio térmico e vão trocando energia com as partículas adjacentes à medida que δt aumenta. Assim, são formados gradientes de temperatura e estes representam a camada-limite térmica, a qual possui espessura δt a qual se desenvolve até que a relação $(T_s - T)/(T_s - T_{inf}) = 0,99$ seja verdadeira.

Com isso exposto, podemos relacionar a camada-limite térmica com o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) como

$$h = \frac{-k_f}{T_s - T_\infty} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (2.2)$$

onde k_f é a condutividade térmica do fluido [W/(mK)] e T é a temperatura do escoamento.

A partir disso é possível estabelecer o Número de Nusselt (Nu), o qual é uma variável adimensional que relaciona a quantidade de troca térmica por convecção e por condução. Nesse caso, para $Nu < 1$ o escoamento tem comportamento condutivo, enquanto que para $Nu > 1$, o escoamento possui escoamento convectivo. A Equação (2.3) descreve os parâmetros para encontrar esta variável, onde L é o comprimento da superfície de troca térmica.

$$Nu = \frac{hL}{k_f} \quad (2.3)$$

Outra variável adimensional é o Número de Prandtl (Pr). Esta, por sua vez, relaciona a viscosidade cinemática (ϑ) do fluido com sua difusividade térmica (α). A partir de uma breve análise dessa variável pode se determinar que, para $Pr \ll 1$ teremos um fluido

com alta difusividade térmica em relação à viscosidade (o que representa menor perda de carga ao longo do escoamento). Já para $Pr \gg 1$ teremos a relação oposta, ou seja, uma alta perda de carga para uma baixa difusividade térmica ou elevada viscosidade. O número de Prandtl também fornece uma proporção entre as espessuras da camada limite térmica e fluidodinâmica. Por exemplo, em condições normais de temperatura e pressão, o número de Prandtl da água e ar são, respectivamente, $Pr = 6,9$ e $Pr = 0,7$. O Número de Prandtl é definido pela Equação 2.4.

$$Pr = \frac{\vartheta}{\alpha} \quad (2.4)$$

2.3 Escoamentos Turbulentos

Para valores abaixo do Número de Reynolds Crítico (Re) o fluido escoava de forma ordenada, camada sobre camada. Esse tipo de escoamento é chamado laminar. No entanto, ao atingir valores acima do Reynolds Crítico, o escoamento se torna aleatório e irregular. Essas são as características de um escoamento turbulento. Nesse tipo de escoamento todas as propriedades do fluido variam ao longo do tempo. Um exemplo disso pode ser visto na Figura 2.1. Nela, é possível observar a natureza randômica do escoamento turbulento para o componente em x da velocidade de uma partícula (U). Uma aproximação para esse tipo de problema é realizar a decomposição de Reynolds, onde se obtém uma média da velocidade (U) e se utiliza aproximações estatísticas para as flutuações desta propriedade (u'). Sendo assim, ficamos com (Pope, 2000)

$$u(t) = U + u' \quad (2.5)$$

É importante salientar que essa decomposição é utilizada para todas as propriedades do fluido que escoam de forma turbulenta.

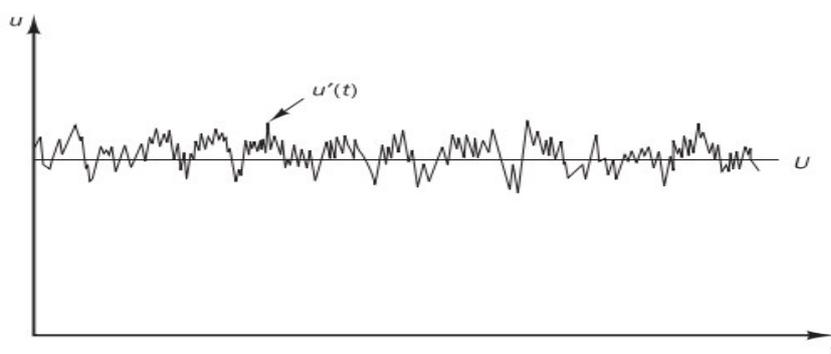


Figura 2.1: Comportamento aleatório da turbulência

Ao modelar a turbulência utilizando a média temporal junto às equações de Navier-Stokes surgem fluxos de momento que agem como tensões aparentes ao longo do fluxo. Esses fluxos são desconhecidos em um primeiro momento. Surge então a necessidade de equações adicionais para resolver todas as variáveis do modelo (Wilcox, 1993). Esse problema é conhecido como o problema do fechamento. Existem diversos modelos estabelecidos na literatura que abordam como resolver este problema, alguns dos mais conhecidos e utilizados são: o modelo de uma equação Spalart-Allmaras (Spalart e Allmaras, 1992), os modelos de duas equações $k-\epsilon$ (Launder e Sharma, 1974) e $k-\omega$ (Wilcox, 1988), e o modelo $k-\omega$ SST (Menter, 1993).

2.4 Modelagem numérica do fenômeno da turbulência

2.4.1 Modelos de turbulência para as equações RANS (do inglês: Reynolds-averaged Navier Stokes)

Os modelos de turbulência para as equações de Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) desempenham um papel crucial na simulação e previsão de escoamentos turbulentos em uma ampla gama de aplicações. As equações RANS são uma abordagem utilizada para descrever o comportamento médio do escoamento turbulento, considerando que as variáveis do fluxo (velocidade, pressão, temperatura, etc.) são decompostas em uma média temporal e flutuações.

A necessidade de modelos de turbulência decorre da natureza complexa e caótica dos escoamentos turbulentos, onde ocorrem uma ampla gama de escalas espaciais e temporais. Resolver diretamente todas essas escalas é computacionalmente inviável. Portanto, os modelos de turbulência são formulados para estimar os efeitos médios da turbulência nas equações RANS, com base em hipóteses e observações empíricas (Versteeg e Malalasekera, 2007).

Existem diferentes tipos de modelos de turbulência, sendo os mais comumente usados os modelos de viscosidade turbulenta e os modelos que resolvem as distribuições das tensões de Reynolds. Os modelos de viscosidade turbulenta são baseados na ideia de que a turbulência pode ser tratada como uma viscosidade efetiva adicional no fluido. Esses modelos são conhecidos como modelos de lei de parede ou modelos de viscosidade turbulenta de primeira ordem. Um exemplo popular é o modelo de turbulência de Prandtl-Kolmogorov, onde a viscosidade turbulenta é relacionada ao gradiente de velocidade através da hipótese de parede logarítmica.

Outra classe importante de modelos de turbulência é a dos modelos das tensões de Reynolds, que fornecem equações adicionais para fechar as equações RANS. Esses modelos são baseados em hipóteses sobre a estrutura do escoamento turbulento e geralmente envolvem equações de transporte para momentos turbulentos adicionais, como o modelo $k-\epsilon$, o modelo $k-\omega$, o modelo Reynolds Stress Model (RSM), entre outros. Esses modelos adicionais fornecem informações sobre as tensões de cisalhamento turbulento e outras propriedades relevantes do escoamento (Pope, 2000; Wilcox, 1988).

2.4.2 LES (do inglês: Large Eddy Simulation)

Os modelos de turbulência Large Eddy Simulation (LES) são métodos avançados de simulação numérica que visam capturar as estruturas turbulentas de grande escala diretamente, sem a necessidade de modelagem empírica. Esses modelos têm sido amplamente utilizados para estudar e prever escoamentos turbulentos em uma variedade de aplicações, proporcionando maior resolução espacial e fornecendo informações mais detalhadas sobre a turbulência.

Na LES, as escalas de turbulência são divididas em dois componentes: escalas grandes e escalas pequenas. As escalas grandes são as maiores estruturas turbulentas que contêm a maior parte da energia turbulenta, enquanto as escalas pequenas representam as estruturas turbulentas de menor tamanho e dissipam energia em formas de calor. O objetivo da LES é resolver diretamente as escalas grandes, enquanto as escalas pequenas são tratadas de maneira modelada (Lesieur *et al.*, 2005).

A equação governante da LES é a equação de transporte de filtragem, que descreve a evolução das médias filtradas das variáveis de escoamento. A filtragem é realizada por meio de uma função de filtragem espacial que remove as escalas pequenas, permitindo a resolução das escalas grandes (Piomelli e Chasnov, 1996).

Um aspecto importante da LES é a escolha do filtro espacial. O filtro geralmente é escolhido para ser da ordem do tamanho das estruturas turbulentas de interesse. Filtros gaussiano ou top-hat são comumente usados na prática. No entanto, é importante notar que a escolha do filtro influencia a resolução das escalas turbulentas e afeta a precisão da simulação (Lesieur *et al.*, 2005).

Uma das vantagens da LES em relação aos modelos de turbulência RANS é a capacidade de capturar a turbulência de forma mais precisa, fornecendo informações detalhadas sobre as estruturas turbulentas de grande escala. Isso torna a LES especialmente útil em aplicações onde as escalas grandes são importantes, como a análise de escoamentos complexos, como a aerodinâmica de veículos, a turbulência atmosférica e a combustão turbulenta (Lesieur *et al.*, 2005).

No entanto, a LES também possui desafios computacionais significativos, uma vez que requer resolução espacial fina para capturar adequadamente as escalas grandes. Isso resulta em um alto custo computacional, limitando sua aplicação em alguns casos práticos. Além disso, o tratamento das escalas pequenas requer modelagem, e diferentes modelos submalha podem ser aplicados na LES para simular a dissipação de energia turbulenta (Piomelli e Chasnov, 1996).

Vários modelos submalha têm sido desenvolvidos para a LES, como o modelo Smagorinsky, o modelo *dynamic Smagorinsky* e o modelo *scale-adaptive simulation* (SAS). Esses modelos baseiam-se na decomposição das tensões de Reynolds em tensões de submalha e tensões resolvidas, permitindo a modelagem das escalas pequenas (Sagaut, 2006). A vantagem nos modelos dinâmicos é a estimativa da transferência de energia das grandes para as pequenas escalas.

2.4.3 DNS (do inglês: Direct Numerical Simulation)

Os modelos de turbulência DNS (Direct Numerical Simulation) são uma abordagem avançada de simulação numérica que visa resolver todas as escalas do escoamento turbulento de forma direta e precisa, sem a necessidade de aplicação de operações do tipo média temporal (RANS) ou filtragem espacial (LES). Contudo, todas as escalas precisam ser resolvidas e com modelos de elevada ordem de discretização. Esses modelos são usados para estudar e analisar o comportamento detalhado das estruturas turbulentas, fornecendo informações precisas sobre a turbulência em suas escalas mais finas (Winckelmans *et al.*, 2002).

Na DNS, as equações de Navier-Stokes, que governam o escoamento turbulento, são resolvidas diretamente para todas as escalas espaciais e temporais. Isso significa que todas as flutuações de velocidade turbulentas são resolvidas sem a necessidade de qualquer modelo de sumalha ou de suposições simplificadas. A DNS permite, portanto, uma descrição completa das características turbulentas em termos das grandezas do escoamento, como velocidade, pressão e temperatura.

A DNS é capaz de fornecer informações detalhadas sobre as propriedades estatísticas do escoamento turbulento, como espectros de energia, distribuição de velocidades, correlações temporais e espaciais, além de permitir a visualização direta das estruturas turbulentas. Essas informações são valiosas para a compreensão da natureza complexa da turbulência e para o desenvolvimento de modelos e teorias de turbulência.

No entanto, a DNS enfrenta desafios computacionais significativos devido à grande quantidade de dados que precisam ser resolvidos. Devido à resolução explícita de todas as escalas do escoamento, a DNS requer uma malha bastante refinada e uma grande capacidade de processamento computacional. Portanto, a DNS é aplicada principalmente em estudos acadêmicos e de pesquisa, onde a precisão e a resolução detalhada são necessárias (Moin e Mahesh, 1998).

2.5 Design Construtal

O Design Construtal é uma abordagem inovadora para o projeto de sistemas complexos, baseada na Teoria Construtal desenvolvida pelo professor Adrian Bejan. Essa teoria propõe que os sistemas naturais e artificiais tendem a se desenvolver de forma a melhorar o fluxo de energia e matéria. O Design Construtal busca mostrar que o design evolui de forma a facilitar o acesso às correntes internas dos sistemas de fluxo/escoamento de dimensões finitas. A Teoria Construtal parte do princípio de que o homem faz parte da natureza. Então, ao longo do tempo o mesmo princípio é válido para os sistemas desenvolvidos pelo homem.

A Teoria Construtal é fundamentada em dois princípios básicos: o princípio do acesso de fluxo e o princípio da maximização do desempenho global. O princípio do acesso de fluxo afirma que todos os sistemas têm uma tendência natural de evoluir para maximizar o acesso ao fluxo. Isso significa que os sistemas se desenvolvem para minimizar

o atrito, a resistência e os obstáculos ao fluxo, permitindo que a energia e a matéria se movam de forma mais eficiente. O princípio da maximização do desempenho global estabelece que os sistemas se desenvolvem de forma a maximizar o desempenho global em relação a uma determinada restrição. Isso implica que os sistemas naturais evoluem para um estado de fluxo que maximiza a eficiência global, levando em consideração as restrições impostas.

O Design Construtal utiliza esses princípios para orientar o processo de projeto. Ele reconhece que o fluxo é o principal determinante do design e busca melhorar a eficiência, a funcionalidade e o desempenho dos sistemas, considerando o fluxo. O Design Construtal pode ser aplicado em diferentes áreas da engenharia, como transporte (Halal *et al.*, 2021), energia (Lima *et al.*, 2021), refrigeração (Bejan, 1997), entre outras.

Para aplicar o Design Construtal em um processo de projeto, pode-se seguir um método passo a passo, que envolve as seguintes etapas (Dos Santos *et al.*, 2017):

1. Definição do problema: Nesta etapa, é fundamental compreender os requisitos e restrições do sistema a ser projetado. Identifique o objetivo do projeto, as limitações de recursos, as restrições técnicas e as necessidades dos usuários.
2. Análise do fluxo: Realize uma análise detalhada do fluxo no sistema. Identifique as variáveis relevantes para o projeto, como velocidade, pressão, temperatura, concentração, entre outras. Analise como essas variáveis estão relacionadas e como o fluxo ocorre no sistema.
3. Identificação dos pontos de acesso: Determine os pontos de acesso ao fluxo no sistema. Esses pontos podem ser entradas, saídas, conexões ou interfaces onde ocorre a transferência de energia ou matéria. Identifique os obstáculos e as resistências ao fluxo nesses pontos.
4. Avaliação das alternativas de design: Nesta etapa, explore diferentes possibilidades de design, considerando como maximizar o acesso de fluxo e maximizar o desempenho global. Considere diferentes configurações, geometrias, materiais e estratégias para melhorar o fluxo e reduzir as resistências. Utilize análises quantitativas e qualitativas para avaliar as alternativas de design.
5. Seleção da melhor solução: Com base na avaliação das alternativas, selecione a solução que melhor atende aos requisitos do projeto e maximiza o desempenho global. Considere a eficiência energética, a funcionalidade, a viabilidade técnica e os custos envolvidos na implementação da solução.
6. Refinamento do design: Aperfeiçoe o design selecionado, considerando os detalhes de implementação, os requisitos de fabricação e as limitações práticas. Realize simulações, prototipagem e testes para verificar e validar o desempenho do design refinado.
7. Implementação e monitoramento: Realize a implementação do design e monitore o desempenho do sistema em condições reais. Observe a eficiência e o comportamento do sistema, fazendo ajustes e melhorias, se necessário.

Ao seguir esse método passo a passo, o Design Construtal pode ser aplicado de maneira sistemática e orientada para a melhoria do fluxo e do desempenho dos sistemas projetados (Bejan, 2000).

2.6 Método dos Volumes Finitos (MVF)

O Método dos Volumes Finitos (MVF) é uma técnica numérica amplamente utilizada para resolver equações diferenciais parciais que descrevem fenômenos físicos em engenharia, como transferência de calor, transferência de massa e mecânica dos fluidos. Esse método divide o domínio de estudo em volumes finitos ou células, onde as equações são discretizadas e aproximadas por meio de balanços de fluxo e conservação (Veersteg e Malalasekera, 2007).

A principal ideia do MVF é aproximar as derivadas espaciais das equações diferenciais por diferenças finitas e aplicar os princípios da conservação do fluxo e da quantidade de matéria a cada volume finito. Através desses princípios, é possível obter um conjunto de equações discretas que representam o comportamento do sistema em cada célula do domínio. Essas equações são então resolvidas numericamente para obter as soluções aproximadas do problema (Maliska, 2004).

O MVF utiliza a discretização do domínio em células para realizar uma integração local das equações diferenciais sobre cada volume finito. Isso permite que sejam considerados os fluxos de entrada e saída de cada célula, bem como as fontes e sumidouros de massa, energia ou quantidade de movimento presentes no sistema. Essa abordagem de integração local fornece uma descrição mais precisa do comportamento dos fenômenos físicos e permite a análise de problemas com geometrias complexas e condições de contorno variáveis (Maliska, 2004).

Uma das vantagens do MVF é a sua capacidade de lidar com malhas não estruturadas ou irregulares, o que torna esse método muito flexível e versátil para a modelagem de problemas reais. Além disso, o MVF é capaz de tratar de forma eficiente diferentes tipos de condições de contorno, como fronteiras fixas, fronteiras móveis e fronteiras periódicas.

O processo geral do MVF envolve as seguintes etapas (Veersteg e Malalasekera, 2007):

1. Discretização do domínio: O domínio do problema é dividido em células ou volumes finitos. A forma e o tamanho das células podem variar, dependendo das características do problema e da geometria.
2. Formulação das equações: As equações diferenciais que descrevem o fenômeno físico são discretizadas para cada célula, utilizando diferenças finitas ou outros

métodos de aproximação adequados. As equações resultantes são escritas na forma de balanços de fluxo e conservação para cada célula.

3. Aproximação dos termos convectivos: Para lidar com os termos convectivos das equações, podem ser utilizadas técnicas como esquemas upwind, central ou híbridos. Essas técnicas permitem a representação correta do transporte de massa, energia ou quantidade de movimento nas células.
4. Aproximação dos termos difusivos: Os termos difusivos das equações são aproximados por diferenças finitas ou outros métodos numéricos. É importante garantir que a aproximação seja precisa o suficiente para evitar erros significativos na solução.
5. Solução do sistema de equações: As equações discretas resultantes são agrupadas em um sistema de equações e resolvidas numericamente. Isso pode ser feito por métodos diretos, como a eliminação de Gauss, ou por métodos iterativos, como o método de Gauss-Seidel ou o método de relaxação.
6. Pós-processamento dos resultados: Após a obtenção da solução numérica, os resultados são analisados e pós-processados. Isso pode envolver a visualização dos resultados, a extração de informações relevantes ou a comparação com dados experimentais ou soluções analíticas conhecidas.

2.7 Tratamento dos termos advectivos: Esquema Upwind

Em problemas os quais envolvem escoamento de fluido é necessário levar em conta a advecção, ou seja, a propriedade transportada juntamente com o escoamento volume a volume. Durante a solução do problema, a difusão é responsável pelo transporte da propriedade em todas as direções, enquanto a convecção (ou advecção) é responsável pelo transporte da propriedade apenas na direção do escoamento. Dessa forma, é crucial abordar a modelagem de forma onde se leve em consideração ambas as formas de transporte de acordo com o problema em questão (Veersteg e Malalasekera, 2007).

No esquema de discretização Upwind, a influência da direção do escoamento na propriedade transportada (Φ) é levada em consideração ao determinar o valor dessa propriedade na face analisada, conforme ilustra a Figura 2.2. Quando o escoamento é no sentido positivo (de oeste para leste) e no sentido negativo (de leste para oeste), temos as seguintes equações

$$\phi_w = \phi_W \text{ e } \phi_e = \phi_P \quad (2.6)$$

$$\phi_w = \phi_P \text{ e } \phi_e = \phi_E \quad (2.7)$$

Ou seja, o valor da propriedade transportada na interface é igual ao valor da célula que está a montante, respeitando o sentido do escoamento. Por causa de sua simplicidade, este esquema é bastante utilizado em simulações que envolvem escoamento de fluidos. No entanto, um ponto negativo desse esquema é o fenômeno da falsa difusão quando o escoamento não está alinhado à malha. Quanto mais grosseira é a discretização, maior será este erro, porém, isso pode ser minimizado com o uso de esquemas de segunda ordem (Veersteg e Malalasekera, 2007).

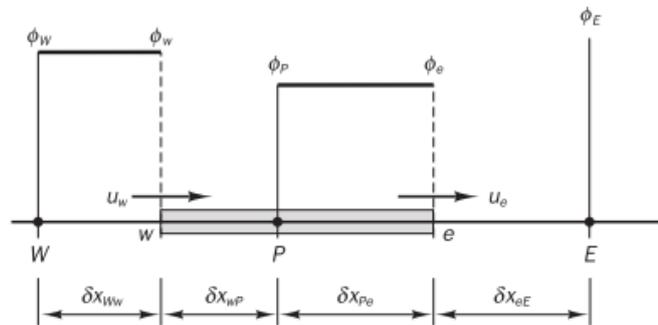


Figura 2.2: Tratamento dos termos advectivos Upwind - Método dos Volumes Finitos (Fonte: Veersteg e Malalasekera, 2007)

2.8 Acoplamento Pressão-Velocidade: SIMPLEC (do inglês: Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations - Consistent)

O acoplamento pressão-velocidade é uma técnica utilizada em simulações numéricas para resolver as equações de Navier-Stokes, que descrevem o comportamento do escoamento de fluidos. O método SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations - Constrained) é um dos métodos mais amplamente utilizados para o acoplamento pressão-velocidade.

O método SIMPLEC foi introduzido por Van Doormal e Raithby (1984) como uma modificação do método SIMPLER (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Revised). O método SIMPLEC permite a solução eficiente e estável das equações de Navier-Stokes em escoamentos incompressíveis. Ele é particularmente adequado para simulações de fluidos em problemas complexos, como escoamentos turbulentos e interações fluido-estrutura.

A ideia central do método SIMPLEC é dividir o problema em duas etapas: a etapa de previsão das velocidades e a etapa de correção da pressão. Na etapa de previsão, as equações de Navier-Stokes são resolvidas para obter uma estimativa das velocidades do escoamento. Na etapa de correção, a pressão é ajustada para satisfazer a equação de continuidade, garantindo que a massa seja conservada.

Durante a etapa de previsão, o método SIMPLEC utiliza uma aproximação semi-implícita para tratar as não-linearidades presentes nas equações de Navier-Stokes. Isso permite que o método seja estável mesmo em casos de escoamentos turbulentos ou com

altos números de Reynolds. Na etapa de correção, a pressão é ajustada usando um algoritmo iterativo para garantir a conservação de massa (Maliska, 2004).

3 | Modelagem Matemática

3.1 Descrição do Problema

O presente trabalho aborda um escoamento turbulento através de um micro trocador de calor similar ao apresentado na Figura 3.1. O problema consiste de um micro canal com paredes corrugadas em formato trapezoidal com altura $H = 10$ mm e comprimento $L = 50$ mm. Ar é utilizado como fluido de trabalho e injetado a uma velocidade de $14,6$ m/s ($Re_H = 22.000$) e temperatura $T_f = 300$ K, já que a mesma se aproxima da temperatura ambiente. O fluido escoo ao longo do canal até a saída onde é imposta condição de contorno de saída com pressão manométrica $P_{man} = 0$ Pa. Para o campo térmico, é imposta na saída uma condição localmente parabólica ($\partial T/\partial n = 0$), onde n é a direção do escoamento nos volumes imediatamente anteriores à saída do canal. Essa condição usada para evitar uma solução artificial causada por vórtices na saída do domínio. As paredes do canal possuem temperatura $T_p = 330$ K (temperatura aproximada de componentes eletrônicos em funcionamento), gerando a diferença de temperatura responsável pela transferência de calor no problema. Com relação à condição de contorno fluidodinâmica, as superfícies inferior e superior são sujeitas à condição de não deslizamento e impermeabilidade ($u = v = 0$ m/s). Estas informações podem ser visualizadas na Figura 3.2a.

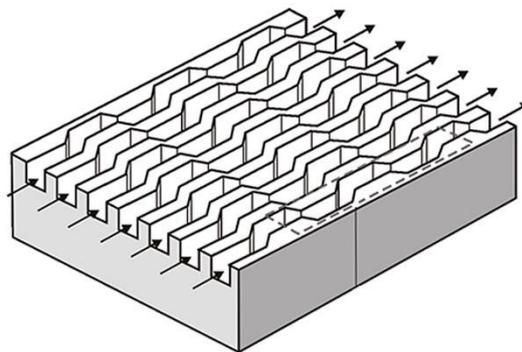


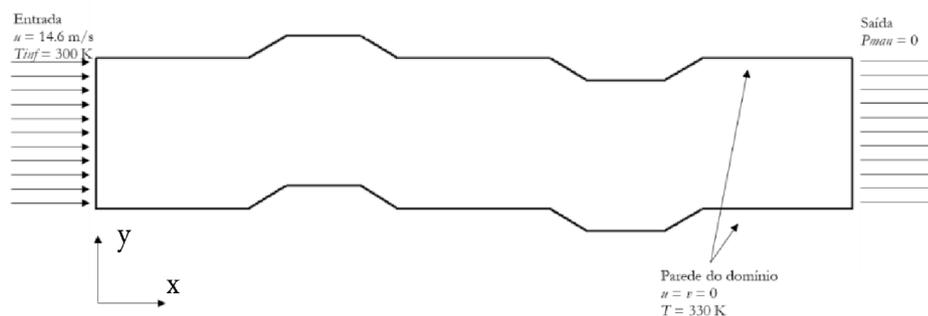
Figura 3.1: Micro trocador de calor com micro canais de paredes corrugadas.

Quanto às propriedades do fluido foram utilizadas as propriedades padrão do software Ansys Fluent e podem ser visualizadas na Tabela 3.1.

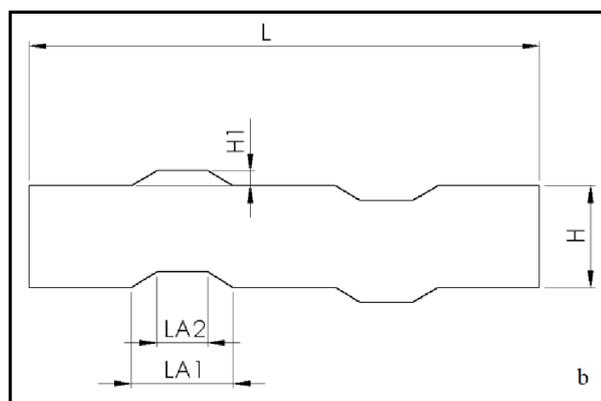
Tabela 3.1: Propriedades padrão do Ansys Fluent para o fluido de trabalho.

ρ (kg/m ³)	C_p (J/kgK)	k (W/mK)	μ (kg/ms)
-----------------------------	---------------	------------	---------------

1,225	1006,43	0,0242	$1,7894 \cdot 10^{-05}$
-------	---------	--------	-------------------------



(a) Condições de contorno do problema



(b) Dimensões para construção do dispositivo

Figura 3.2: Domínio Computacional do problema estudado

Como o objetivo do problema é analisar a influência da geometria das corrugações do canal sobre a taxa de transferência de calor e sobre a perda de carga, a Figura 3.1 mostra o domínio computacional e os parâmetros geométricos avaliados, com H_1 sendo a altura do corrugado, LA_1 é a base maior do trapézio e LA_2 a base menor.

Para a avaliação geométrica foi empregado o método Design Construtal (Bejan, 2000; Bejan e Lorente, 2008). No presente trabalho são impostas restrições para uma investigação geométrica da influência de algumas razões geométricas sobre dois indicadores de performance, a taxa de transferência de calor, que se busca maximizar, e a perda de carga, que se busca minimizar. Neste problema tem-se como restrição geométrica a área do trapézio a qual representa o corrugado do canal, onde $A_T = 11,25 \text{ mm}^2$, levando em consideração as limitações impostas pela largura do canal. A partir dessa restrição, obtém-se os dois graus de liberdade estudados no presente trabalho: H_1/LA_1 (razão entre a altura do trapézio e a base maior) e LA_2/LA_1 (razão entre a base menor e a base maior do trapézio). Vale ressaltar que estas razões se referem às corrugações localizadas a mon-

tante, enquanto as corrugações localizadas a jusante são mantidas constantes. Primeiramente, mantendo H_1/LA_1 constante, são estudadas várias razões de LA_2/LA_1 , conforme valores da Tabela 3.2. Sendo assim, se obtém $(LA_2/LA_1)_o$ uma vez otimizado. Além disso, se obtém a taxa de transferência de calor uma vez maximizada (q_m), e também a perda de carga uma vez minimizada (ΔP_m). O próximo passo é variar a razão H_1/LA_1 e simular para cada uma delas as mesmas razões LA_2/LA_1 do passo anterior. Assim, encontrando $(LA_2/LA_1)_{oo}$ duas vezes otimizado, $(H_1/LA_1)_o$ uma vez otimizado, a taxa de transferência de calor duas vezes maximizada (q_{mm}) e a perda de carga duas vezes minimizada (ΔP_{mm}). As razões H_1/LA_1 estudadas também se encontram na Tabela 3.2. Já a Figura 3.2 mostra a árvore de simulações exemplificada do presente trabalho.

Tabela 3.2: Valores simulados para cada grau de liberdade.

		Intervalo de busca									
H_1/LA_1		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	-	-	-	-
LA_2/LA_1		0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00

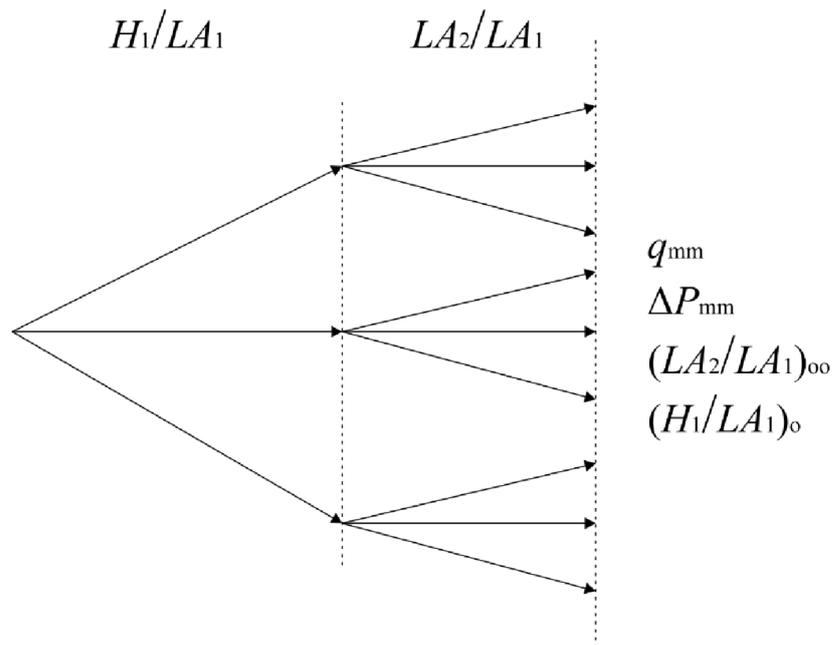


Figura 3.3: Árvore de simulações ilustrando os casos a serem investigados no presente trabalho.

3.2 Equações de Conservação

O problema em questão trata de um escoamento bidimensional, turbulento, em regime permanente com transferência de calor por convecção forçada. As equações de conservação de massa, quantidade de movimento nas direções x e y , e conservação de energia são dadas, respectivamente, por (Bejan, 2013)

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \overline{uu}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \overline{vu}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right) \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \overline{uv}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \overline{vv}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} \right) \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\overline{uT}) + \frac{\partial}{\partial y}(\overline{vT}) = (\alpha + \alpha_t) \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} \right) \quad (3.4)$$

onde ρ é a massa específica do fluido [kg/m^3], u e v são as velocidades do fluido nas direções x e y , respectivamente [m/s], k é a condutividade térmica do fluido [W/mK], c_p é o calor específico do fluido [$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$]. x e y representam as coordenadas cartesianas espaciais [m]. μ representa a viscosidade dinâmica do fluido [$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$] e T é a temperatura do mesmo [K]. Finalmente, P representa a pressão do fluido. Já a barra superior localizada acima das variáveis de temperatura e velocidade representa a média temporal. Em um escoamento turbulento, as grandezas físicas, como temperatura e velocidade, variam irregularmente no tempo. Essas flutuações podem ocorrer em várias escalas, desde as grandes escalas (da ordem da escala do domínio) até as menores escalas, associadas a dissipação pela viscosidade. Para modelar o comportamento da turbulência, é necessário obter uma descrição estatística dessas flutuações. A média temporal é uma maneira de obter essa descrição estatística. Ela consiste em calcular a média de uma grandeza física ao longo do tempo. Para isso, são realizadas medições ou simulações do escoamento ao longo de um intervalo de tempo suficientemente longo para capturar as flutuações turbulentas. A média temporal ajuda a revelar a tendência média do escoamento modelando os termos de fechamento oriundos da média temporal aplicada aos termos de flutuação. As equações de conservação com média temporal, como as equações RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes), consideram a pressão como uma variável determinística e não incluem termos para modelar as flutuações da pressão. Essa abordagem é chamada de pressão média constante.

3.3 Fechamento da Turbulência

Para resolver o problema do fechamento da turbulência foi escolhido o modelo $k-\omega$ - SST. Este modelo possui duas equações e é altamente adaptativo, ou seja, utiliza o modelo $k-\omega$ na região interna da camada limite ao mesmo tempo que, ao transicionar para a corrente livre, muda para o modelo $k-\epsilon$, evitando a sensibilidade que o modelo

anterior possui nestas regiões (Jones e Launder, 1972; Wilcox, 1988; Menter, 1993; Menter *et al.*, 2003).

A viscosidade turbulenta (μ_t) e difusividade turbulenta (α_t) são dadas por

$$\mu_t = \frac{\bar{\rho} a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (3.5)$$

$$\alpha_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (3.6)$$

As equações para a energia cinética turbulenta e taxa de dissipação específica para este modelo são dadas por (Jones e Launder, 1972; Wilcox, 1988; Menter, 1993; Menter *et al.*, 2003)

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \tilde{u}_j k) = \tilde{P}_k - \frac{k^{3/2}}{L_T} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.7)$$

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

Nas Equações (3.5) a (3.8), Pr_t é o Número de Prandtl turbulento, k é a energia cinética turbulenta, \tilde{P}_k é uma função limitadora que previne a geração de turbulência nas regiões de estagnação, μ_t é a viscosidade turbulenta, ω é a taxa de dissipação turbulenta, F_1 e F_2 são funções dadas por

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

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

e as constantes $\beta = 0.09$, $\sigma_k = 0.85$, $\sigma_{\omega 2} = 0.856$, $a_1 = 0.31$. Além disso, d é a distância entre o ponto calculado e a parede mais próxima. E $CD_{k\omega}$ é dada por

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega}^2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20}\right) \quad (3.11)$$

4 | Modelagem Numérica

Para a confecção da malha foi utilizado o software Ansys Fluent Meshing (Ansys, 2013). A Figura 4.1 mostra a discretização utilizada nas simulações do presente trabalho. Para captar melhor o aspecto anisotrópico do escoamento, optou-se pela utilização de uma malha triangular na região central do domínio. Já na região de parede foi utilizado um maior refinamento com malha retangular para obter melhor o gradiente de temperaturas e velocidade nessa região, conforme mostra a Figura 4.1. É possível notar, também, que a região central possui volumes mais grosseiros, esse artifício foi utilizado para diminuir a quantidade de volumes e, dessa forma, reduzir o esforço computacional. Um teste de independência de malha foi realizado e será demonstrado mais à frente no presente trabalho, no entanto, é possível adiantar que a malha possui 133 mil volumes.

As Equações demonstradas na seção anterior são resolvidas através do software Ansys Fluent 14 (Ansys, 2013). O software utiliza o método dos volumes finitos para resolver as equações. O modelo de turbulência utilizado é o $k-\omega$ SST com os valores padrão do software de simulação.

Já para o acoplamento pressão-velocidade é utilizado o algoritmo SIMPLE-C (do inglês: Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent). O solver utilizado é o *pressure based*, enquanto a simulação é executada em regime permanente. Para a avaliação da validade dessa simplificação, foi realizado estudo específico que será apresentado no capítulo de resultados da dissertação. Como no problema em questão há uma grande influência do transporte convectivo, para o tratamento dos termos advectivos se emprega o esquema de interpolação *Upwind* de segunda ordem para as equações de balanço de quantidade de movimento, energia e taxa de dissipação específica. Já para a energia cinética turbulenta foi utilizado esquema de interpolação *Upwind* de primeira ordem, pois o escoamento passa por variações mais abruptas no domínio do problema e este esquema de interpolação é mais adequado para lidar com essas descontinuidades e minimizar os erros. Foram empregados fatores de sub relaxação padrão do software Ansys Fluent, mostrados na Tabela 4.1.

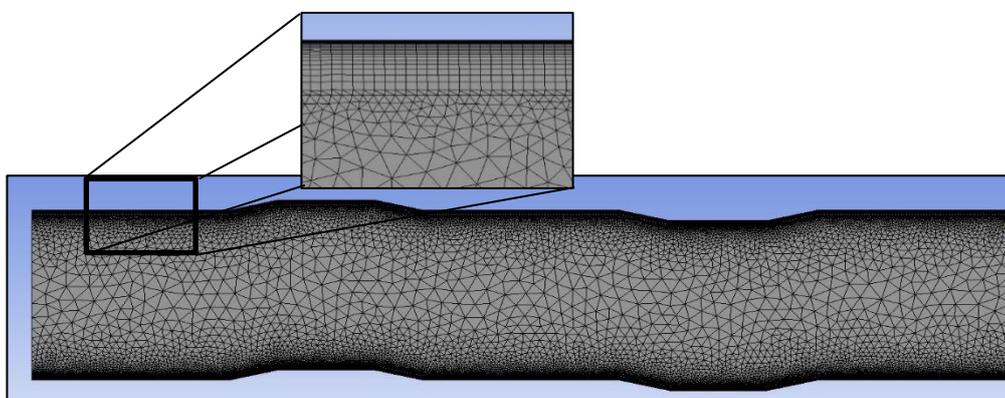


Figura 4.1: Discretização do domínio estudado.

Tabela 4.1: Fatores de Sub-Relaxação usados Ansys Fluent (Ansys, 2013)

Pressão	Massa Es- pecífica	Forças	Quantidade de mo- vimento	Energia Ciné- tica Turbu- lenta	Taxa Es- pecífica de Dissipação	Viscosidade Turbulenta	Energia
0,3	1,0	1,0	0,7	0,8	0,8	1,0	1,0

A Tabela 4.2 mostra os resíduos admitidos, entre duas iterações, para cada equação estudada, para que a solução fosse considerada convergida.

Tabela 4.2: Resíduos máximos admitidos.

Parâmetro	Valor máximo admitido
Massa	1×10^{-5}
Quantidade de Movimento	1×10^{-6}
Energia	1×10^{-8}
Energia Cinética Turbulenta	1×10^{-6}
Taxa de dissipação específica	1×10^{-6}

4.1 Teste de independência de malha

Para determinar a melhor relação custo x benefício entre resultado e esforço computacional foi realizado um teste de independência de malha para o domínio do presente trabalho (apresentado na seção 3). Foram simuladas discretizações com, aproximadamente, 80.000, 130.000, 240.000 e 320.000 volumes. A variável monitorada foi a temperatura média ($T_{méd}$) do fluido na saída do micro canal corrugado. A Figura 4.2 mostra a curva com os resultados do teste, onde, no eixo das ordenadas tem-se o número de volumes do domínio computacional, e no eixo das abscissas tem-se $T_{méd}$. De 80.000 para 130.000 volumes obtém-se uma diferença de 3 K na temperatura média, enquanto que, de 130.000 para 240.000 volumes, essa diferença reduz para apenas 0,5 K, indicando uma região onde a variação do campo de temperaturas passa a não ser sensível em relação ao refinamento de malha. Por esse motivo, e para evitar um esforço computacional desnecessário, foi selecionada a malha com 130.000 volumes para realizar as simulações. Im-

portante ressaltar que, para o teste de independência de malha, todos os casos foram rodados utilizando o regime transiente com passo de tempo 0,001 segundos com tempo final em 5 segundos.

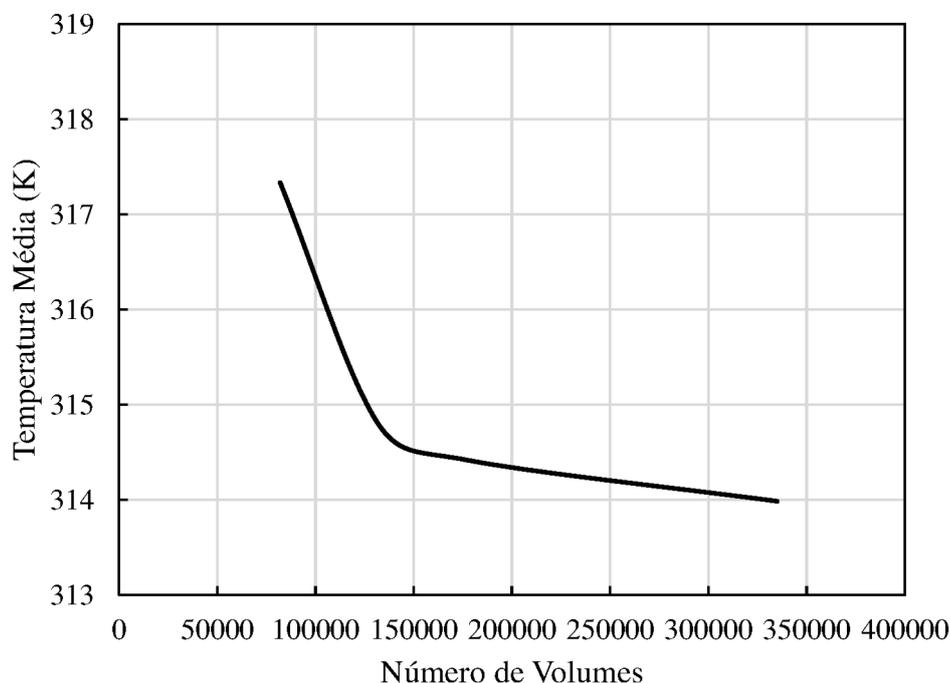


Figura 4.2: Teste de independência de malha, no regime transiente, para o caso estudado no presente trabalho.

4.2 Comparação entre o modelo transiente e permanente

Com o mesmo intuito de diminuir o esforço computacional foi realizada uma comparação entre os modelos transiente e permanente. Para isso, se utilizou o domínio com a discretização de 130.000 volumes. Ainda, foi monitorado o Número de Nusselt ao longo da parede inferior do micro canal. O passo de tempo para o regime transiente utilizado foi de 0,001 segundos. A Figura 4.3 mostra os resultados encontrados.

O eixo x mostra a coordenada longitudinal (em m) do micro canal enquanto o eixo y apresenta o coeficiente de transferência de calor convectivo. A Figura 4.3 mostra que não há diferenças importantes entre os resultados dos coeficientes de transferência de calor por convecção entre os modelos permanente e transiente dos campos médios em um intervalo de 5,0 segundos. Por isso, podemos utilizar o regime permanente para realizar as simulações no presente trabalho, com o intuito de manter a boa qualidade dos resultados ao mesmo tempo que se diminui o esforço computacional de forma considerável. É válido ressaltar que o tempo de simulação passou de 24 horas para 30 minutos ao utilizar o regime permanente.

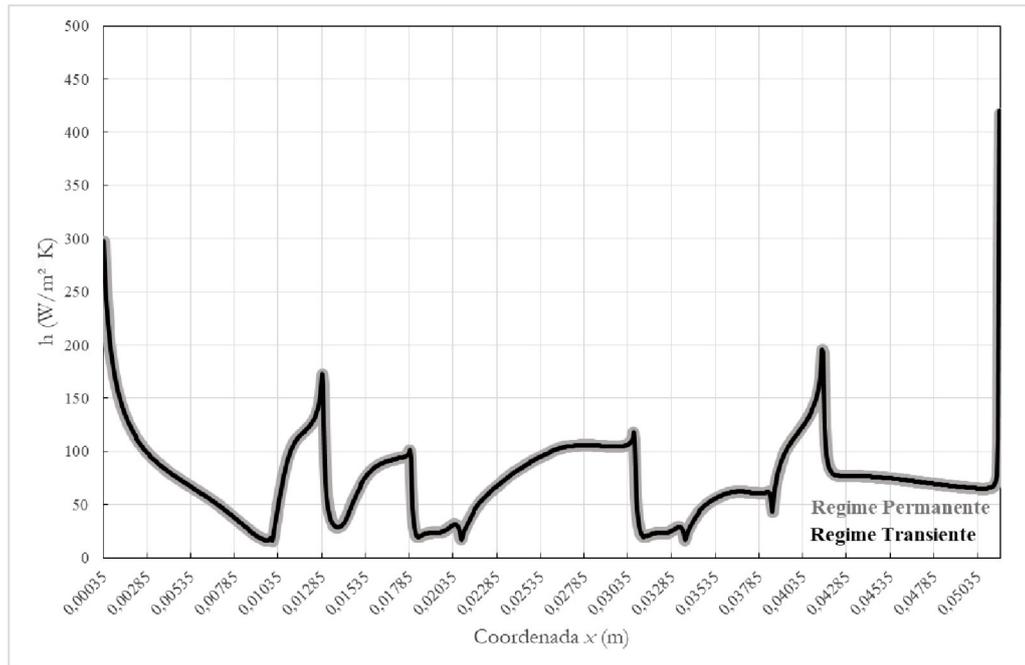


Figura 4.3: Comparação entre os coeficientes de transferência de calor convectivos obtidos com modelagem nos regimes permanente e transiente.

5 | Resultados

5.1 Verificação do modelo numérico

Para a verificação do modelo computacional foi utilizado o caso de verificação apresentado por Teixeira *et al.* (2018). O modelo do autor foi verificado com base nos trabalhos de Ranjan e Dewan (2015) e Chen e Xia (2017). Esse caso foi escolhido pois apresenta escoamento de base cisalhante livre, ou seja, com fenômenos de descolamento e recolamento de camada limite semelhantes aos impostos pelas corrugações no presente trabalho. Ambos modelos numéricos avaliaram o escoamento turbulento de um fluido sobre um corpo rombudo quadrado. Para efeito comparativo dos resultados, foi monitorado o coeficiente convectivo de transferência de calor (h) nas faces do corpo rombudo.

Os parâmetros CFD utilizados para as simulações são os mesmos demonstrados na seção 3. O estudo de Teixeira *et al.* (2018) foi escolhido para a verificação pois utiliza o mesmo Número de Reynolds e Prandtl utilizados no presente trabalho. Além disso, também simula um escoamento de base cisalhante livre, que é um tipo de escoamento difícil de ser reproduzido computacionalmente devido a aspectos de descolamento e recolamento de camada limite, geração de vórtices e formação de esteira de vórtices. Dessa forma, caso o código seja considerado verificado, é possível assumir que o mesmo será apto a realizar as simulações do presente trabalho.

Quanto ao domínio, o mesmo consiste de um domínio retangular bidimensional, com comprimento $L = 26D$, altura $H = 10D$ e aresta do corpo rombudo $D = 1$ m. A Figura 5.1 mostra a discretização utilizada para realizar a verificação do modelo numérico. Já a Figura 5.2 mostra o detalhe da região de parede do domínio. Nas Figuras 5.1 e 5.2 pode-se ver a utilização de uma malha não estruturada na região afastada do corpo rombudo e com malha estruturada e refinamento próximo das paredes do bloco quadrado.

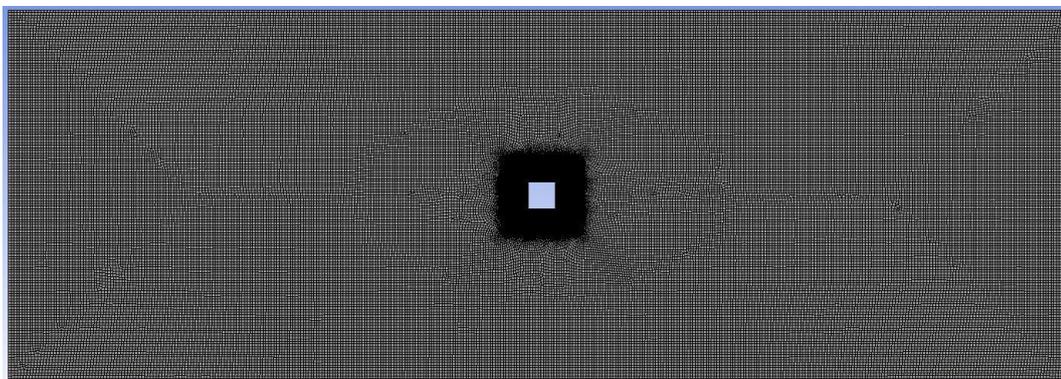


Figura 5.1: Discretização do domínio do caso de verificação estudado em Teixeira *et al.* (2018).

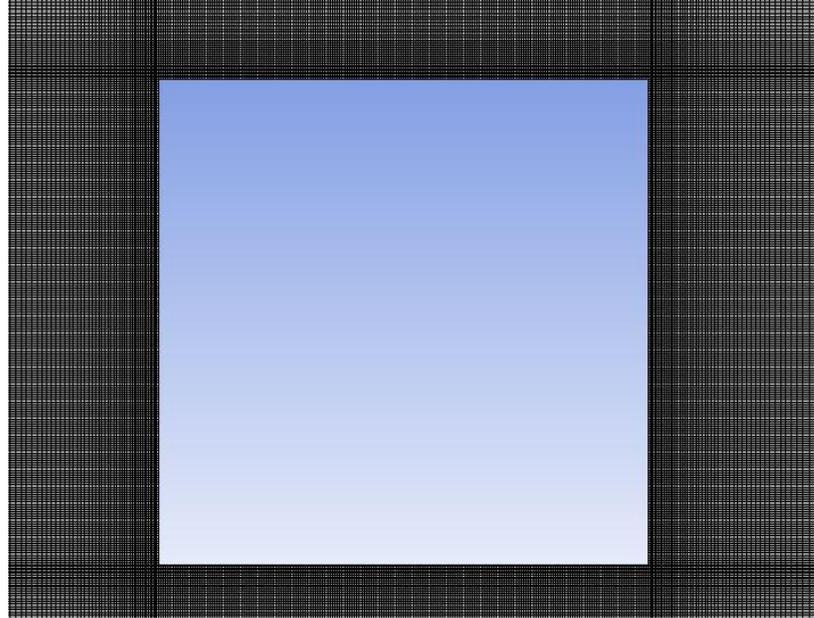


Figura 5.2: Detalhe da região de parede do domínio.

Na Figura 5.3 é possível observar a comparação entre as curvas do coeficiente convectivo de transferência de calor do presente trabalho e dos resultados obtidos por Teixeira *et al.* (2018). Com o objetivo de comparar os resultados, foi utilizado o erro relativo médio dado por

$$\text{Erro relativo médio} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{yTa_i - yPT_i}{yTa_i} \quad (5.1)$$

onde n é o número de observações referentes aos pontos de monitoramento no corpo rombudo, yTa_i é o valor obtido por Teixeira *et. al* (2018) e yPT_i é o valor obtido no presente trabalho.

É possível perceber que ambas curvas se comportam de forma bastante similar com um erro relativo médio de 8%, o que é um desvio aceitável considerando a simulação de escoamentos turbulentos com convecção. Esse erro se deve, provavelmente, às diferenças entre as discretizações dos domínios estudados pelo autor e no presente trabalho. No entanto, é garantido um refinamento com $y^+ < 1$ na região do corpo rombudo. Onde

$$y^+ = \frac{yu_\tau}{\nu} \quad (5.2)$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (5.3)$$

Nas Eqs. 5.2 e 5.3 u_τ é a velocidade de fricção, ν é a viscosidade cinemática, τ_w é a tensão de cisalhamento do escoamento na parede.

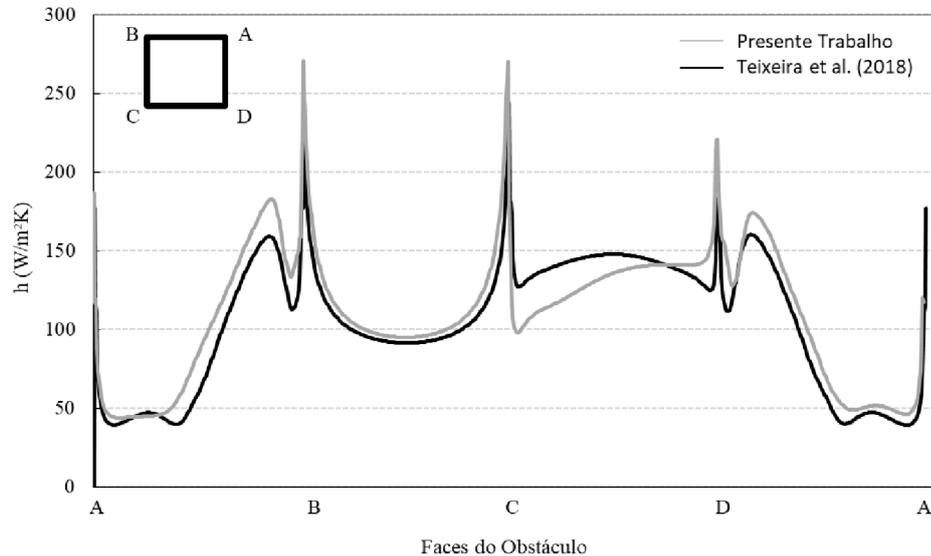


Figura 5.3: Comparação entre os coeficientes convectivos de transferência de calor por convecção obtidos no presente trabalho e em Teixeira *et al.* (2018) para um escoamento a $Re_D = 22.000$ e $Pr = 0,71$.

5.2 Investigação Geométrica do Canal Corrugado com o Design Construtural

A visualização do comportamento do fluido no canal corrugado ajuda a ter um melhor entendimento dos fenômenos físicos que ocorrem durante o escoamento turbulento. Logo, o primeiro passo é enxergar o escoamento nestes canais. A Figura 5.4 mostra os vetores de velocidade para algumas das configurações estudadas. Mantendo a razão $LA_2/LA_1 = 0,20$ e aumentando H_1/LA_1 nota-se a restrição do escoamento e, respectivamente, um aumento na velocidade do fluido, principalmente na região mais central do canal. Além disso, é possível perceber a formação de regiões de recirculação de fluido no interior das corrugações ao aumentar a razão H_1/LA_1 , assim como, um caminho maior para o recolamento do fluido, o qual ocorre anteriormente à corrugação a jusante nos casos $H_1/LA_1 = 0,05$ e $H_1/LA_1 = 0,15$, e dentro das próximas corrugações nos demais casos, o que pode gerar um acréscimo na perda de carga, como observado na Figura 5.5. Sendo assim, do ponto de vista da queda de pressão, a corrugação inferior a jusante é prejudicial, pois influi diretamente no aumento da queda de pressão. No entanto, como os micro trocadores de calor possuem vários canais compartilhados (conforme apresentado na Figura 3.1), torna-se impraticável a retirada dessa corrugação com a inserção direcionada para fora do domínio, pois a parede de um canal é compartilhada com outro

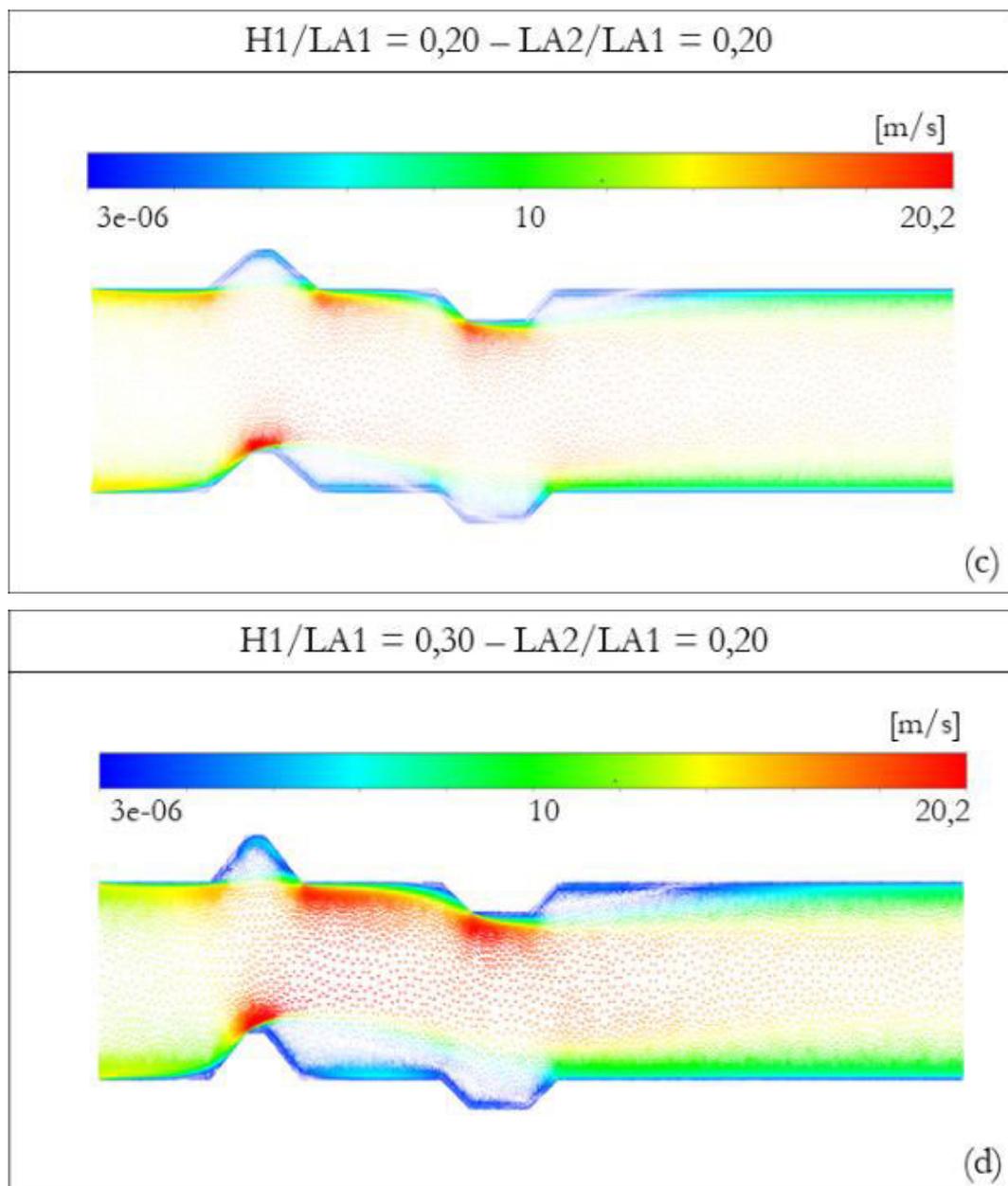
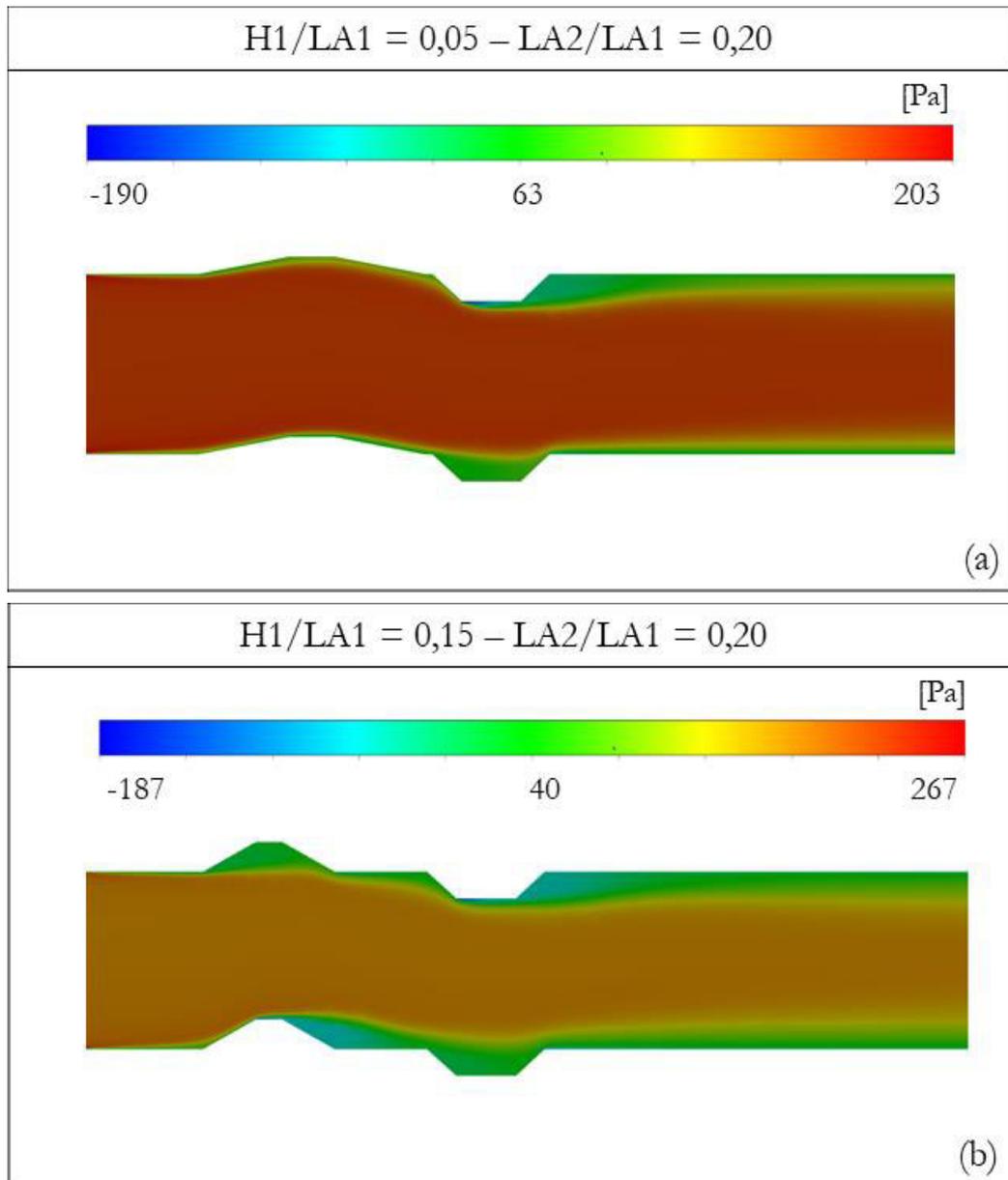
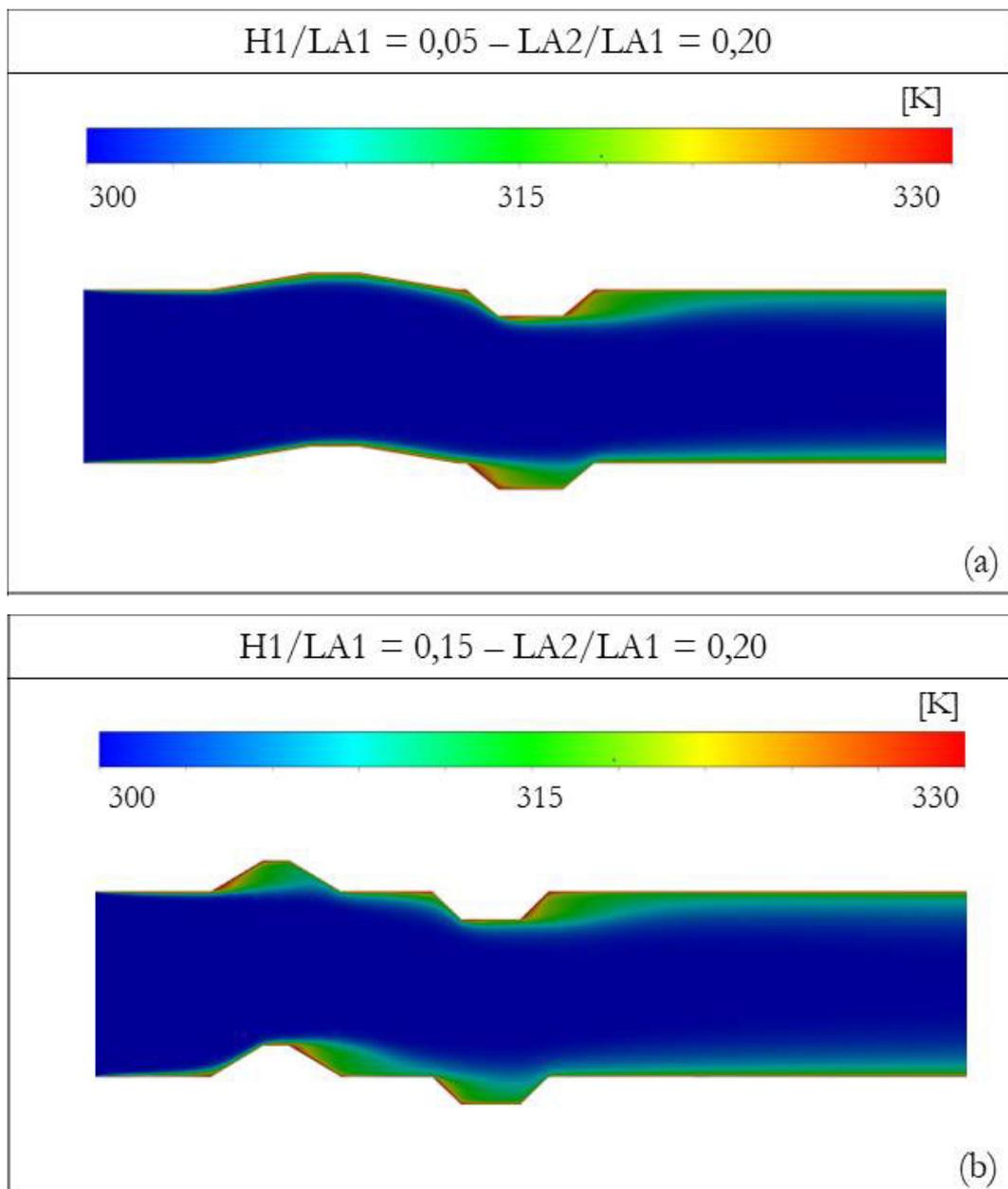


Figura 5.4: Vetores de velocidade para alguns domínios estudados. (a) $H_1/LA_1 = 0,05 - LA_2/LA_1 = 0,20$. (b) $H_1/LA_1 = 0,15 - LA_2/LA_1 = 0,20$. (c) $H_1/LA_1 = 0,20 - LA_2/LA_1 = 0,20$. (d) $H_1/LA_1 = 0,30 - LA_2/LA_1 = 0,20$.



gradiente de temperaturas ao analisar o aumento da inserção variando de $0,05 < H_1/LA_1 < 0,30$ conforme apresentado na Figura 5.6(a) até a Figura 5.6(d). Maiores detalhes sobre o comportamento da troca térmica de acordo com a geometria estudada serão apresentados na seção 5.3. Os resultados também parecem indicar que o uso de corrugações com razões de H_1/LA_1 diferentes, ou seja, corrugações assimétricas, tendem a conduzir um melhor desempenho térmico.



transferência de calor com o aumento da razão LA_2/LA_1 . Na Figura 5.7 é possível observar o comportamento de q' (eixo das ordenadas) com a variação de LA_2/LA_1 (eixo das abscissas) para as razões H_1/LA_1 estudadas. Para razões $0,05 \leq H_1/LA_1 \leq 0,10$ quanto maior LA_2/LA_1 maior é a taxa de transferência de calor. No entanto, a partir de $H_1/LA_1 \geq 0,15$, o comportamento de q' apresenta outra tendência, indicando que o efeito de LA_2/LA_1 é dependente da razão H_1/LA_1 . Em $H_1/LA_1 = 0,15$, a taxa se mantém praticamente constante, sem obter nenhum ganho significativo em q' . A partir de $H_1/LA_1 = 0,20$, o comportamento inverte em comparação com as menores razões de H_1/LA_1 : Ao aumentar LA_2/LA_1 a taxa de transferência de calor passa a diminuir.

Esses resultados são extremamente importantes do ponto de vista das limitações. Por exemplo, é possível ter uma limitação na altura da inserção corrugada, onde seja possível apenas atingir razões $H_1/LA_1 < 0,15$ por problemas no processo de fabricação. Nesse caso, para maximizar a transferência de calor, seria importante aumentar a razão LA_2/LA_1 . Caso a limitação fosse inversa, ou seja, fosse necessário construir o canal com $H_1/LA_1 > 0,15$, a menor razão LA_2/LA_1 deveria ser utilizada. As Figuras 5.8 e 5.9 mostram os campos de temperatura para alguns casos de $H_1/LA_1 = 0,30$ e $H_1/LA_1 = 0,05$, respectivamente. Para $H_1/LA_1 = 0,30$ é possível notar que ao aumentar a razão LA_2/LA_1 o gradiente de temperaturas tende a ficar menor na região imediatamente após a corrugação. Por outro lado, para $H_1/LA_1 = 0,05$ o gradiente de temperaturas tende a aumentar com o aumento da razão LA_2/LA_1 .

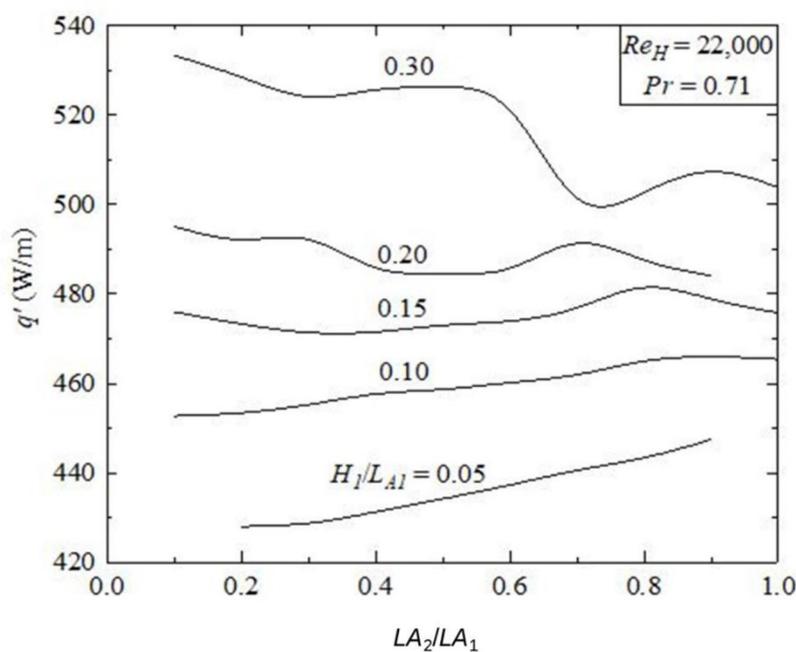


Figura 5.7: Comportamento da taxa de transferência de calor q' em função de LA_2/LA_1 para as razões H_1/LA_1 estudadas

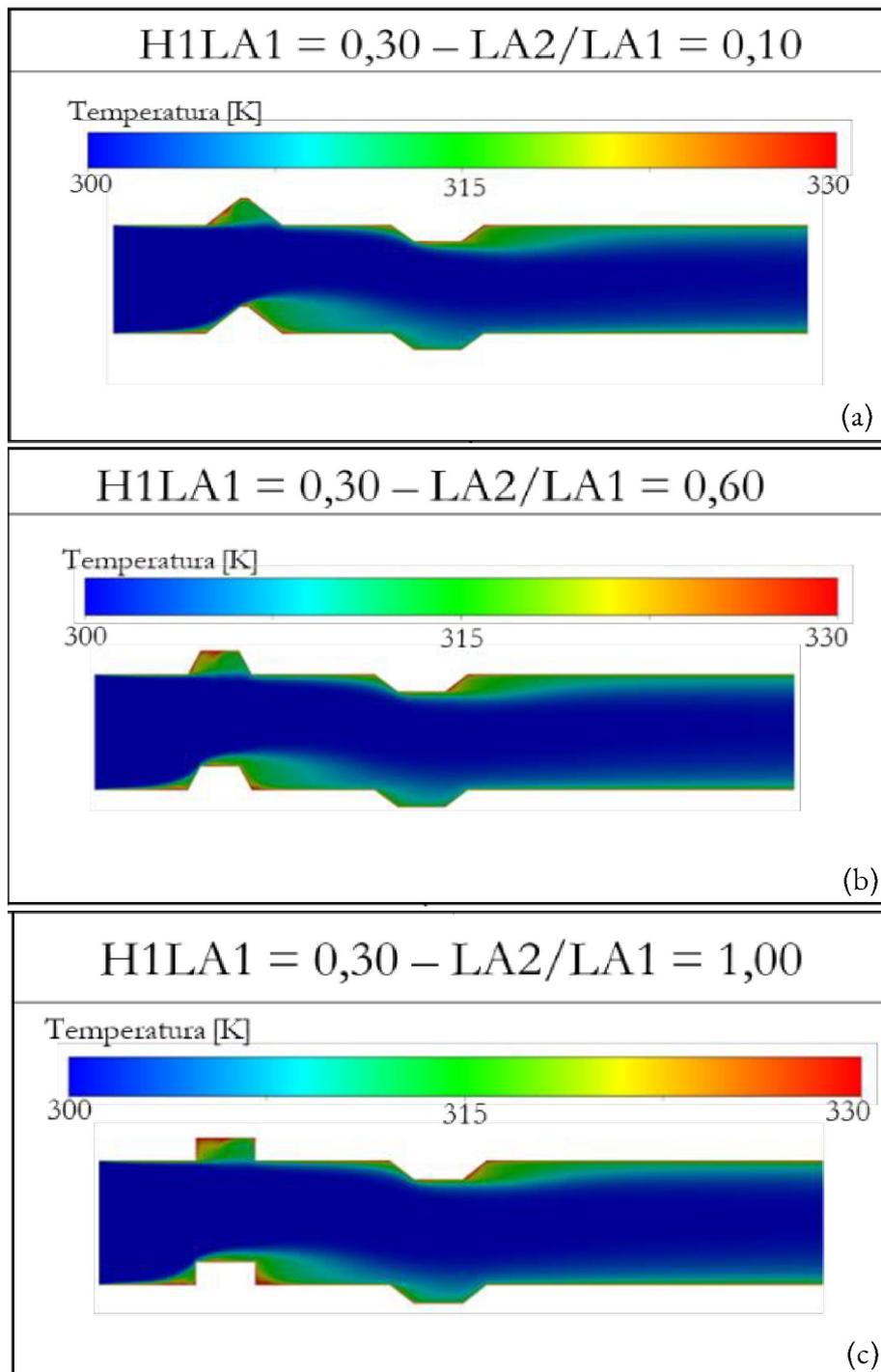


Figura 5.8: Campos de temperatura para alguns casos de $H_1LA_1 = 0,30$. (a) $LA_2/LA_1 = 0,10$ (b) $LA_2/LA_1 = 0,60$ (c) $LA_2/LA_1 = 1,00$.

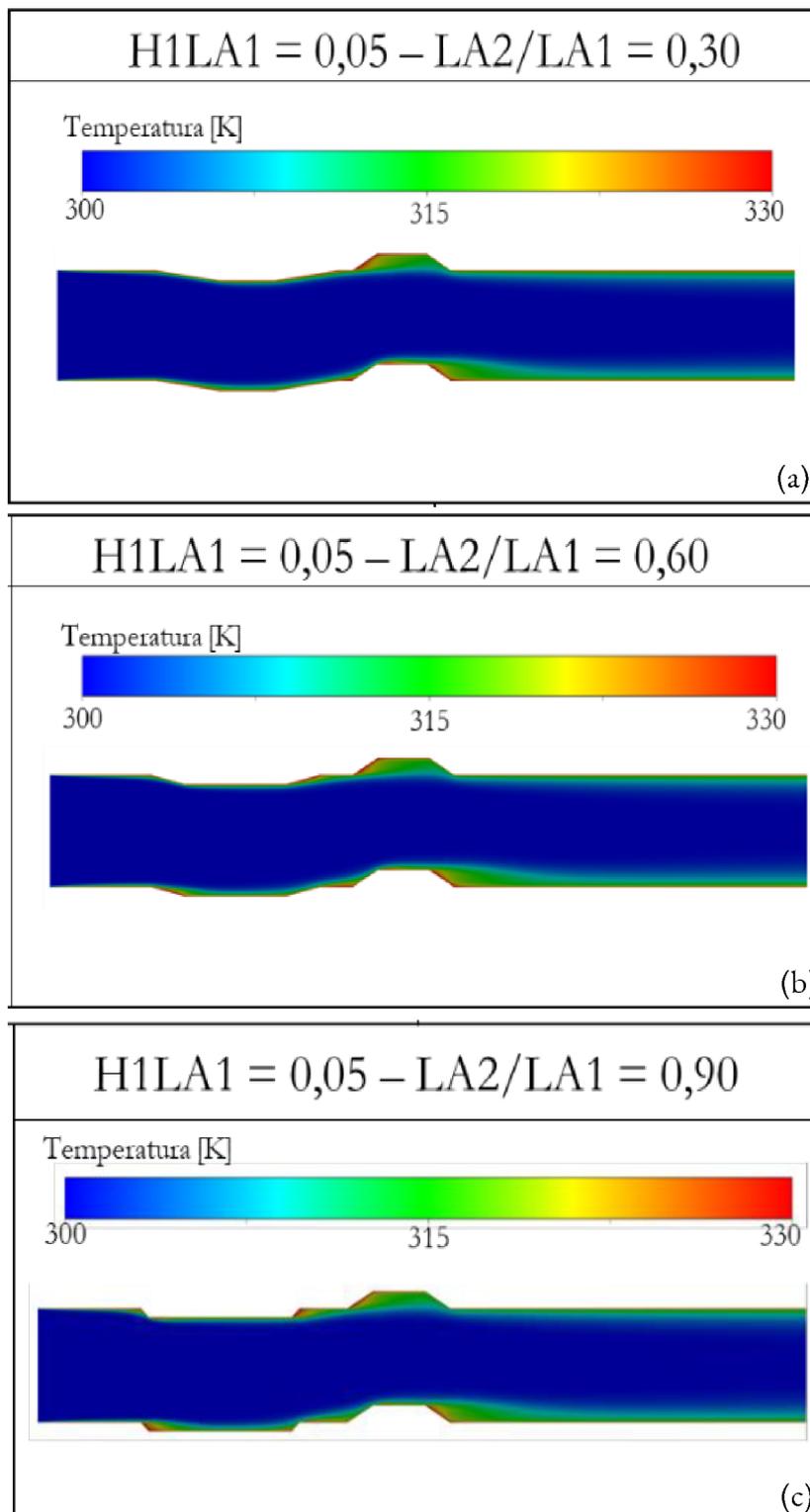


Figura 5.9: Campos de temperatura para alguns casos de $H_1/LA_1 = 0,05$. (a) $LA_2/LA_1 = 0,30$ (b) $LA_2/LA_1 = 0,60$ (c) $LA_2/LA_1 = 0,90$.

Outro aspecto a ser observado na Figura 5.7 é o aumento de q' com o aumento da razão H_1/LA_1 . Mantendo a razão $LA_2/LA_1 = 0,2$ é possível obter um aumento de q' de,

aproximadamente, 26,2%. Já para $LA_2/LA_1 = 0,9$ esse aumento é menos significativo, de 14,6%. As maiores taxas de transferência de calor obtidas para cada razão de H_1/LA_1 (q'_m) e as correspondentes geometrias ótimas, $(LA_2/LA_1)_{o,T}$, obtidas na Fig. 5.7 são compiladas na Fig 5.10. Mais especificamente, a Fig. 5.10 apresenta o efeito da razão H_1/LA_1 sobre a taxa de transferência de calor uma vez maximizada (q'_m) e a razão LA_2/LA_1 uma vez otimizada termicamente, $(LA_2/LA_1)_{o,T}$. Ainda, na Fig. 5.10 é possível verificar a taxa de transferência de calor máxima ($q'_{máx}$) no eixo y à esquerda em função de H_1/LA_1 (eixo x). Quando maior o valor da razão H_1/LA_1 maior será $q'_{máx}$ obtido. No eixo direito da Fig 5.10 é possível observar cada razão LA_2/LA_1 a qual se obtém $q'_{máx}$ para um determinado H_1/LA_1 . A inversão mencionada anteriormente é também vista nessa figura, já que o comportamento da curva muda ao atingir $H_1/LA_1 = 0,15$. Além disso, é importante destacar que, para menores razões de H_1/LA_1 , uma corrugação tendendo a uma forma retangular conduz ao melhor desempenho térmico, enquanto que para maiores razões de H_1/LA_1 , a melhor geometria tende a um triângulo ou trapézio com uma base superior pequena.

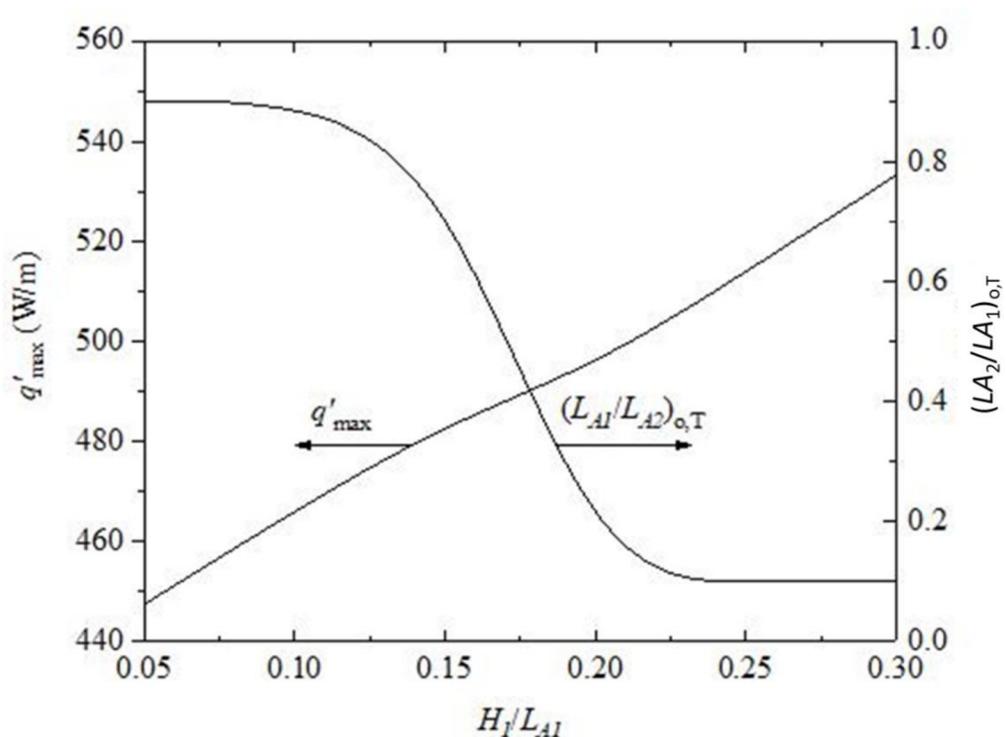


Figura 5.10: Comportamento de $q'_{máx}$ para cada razão H_1/LA_1 (eixo esquerdo); LA_2/LA_1 ótimo para cada razão H_1/LA_1 (eixo direito).

Embora possua influência na troca térmica, um ponto bastante importante para destacar é que a largura das inserções não é tão significativa quanto a altura dela. Para ilustrar isso, a variação máxima de q' em função de LA_2/LA_1 para $H_1/LA_1 = 0,05$ é de apenas 3,8%. Ao mesmo tempo, a variação máxima de q' para $H_1/LA_1 = 0,30$ é de 4,6%. Esse resultado confirma o já constatado no estudo de Chai *et. al* (2016) sobre a baixa influência da largura nas corrugações em forma de leque.

A Fig. 5.11 mostra os campos de temperatura para algumas razões H_1/LA_1 e seus respectivos $(LA_2/LA_1)_{OT}$. O caso $H_1/LA_1 = 0,30$ e $LA_2/LA_1 = 0,10$ é o que apresenta maior gradiente de temperatura e, conseqüentemente, maior troca de calor obtida nos intervalos estudados no presente trabalho.

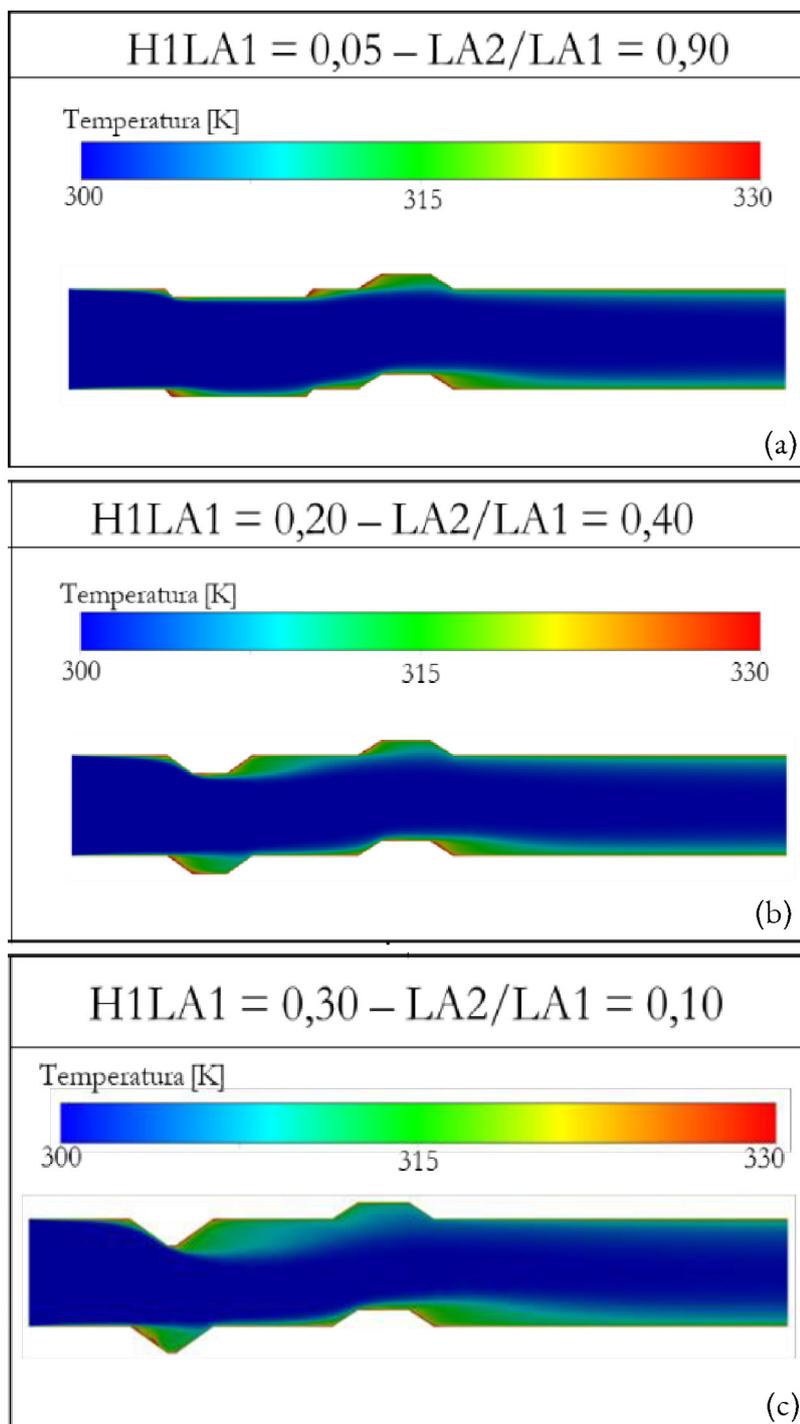


Figura 5.11: Campos de temperatura para os casos: (a) $H_1/LA_1 = 0,05 - (LA_2/LA_1)_{OT} = 0,90$ (b) $H_1/LA_1 = 0,20 - (LA_2/LA_1)_{OT} = 0,40$ (c) $H_1/LA_1 = 0,30 - (LA_2/LA_1)_{OT} = 0,10$.

5.4 Influência da geometria no diferencial de pressão

Embora possua uma variabilidade maior, o diferencial de pressão (ΔP) segue um comportamento similar às curvas encontradas para a transferência de calor da Figura 5.7, conforme pode ser visualizado na Figura 5.12. Esse desempenho já era esperado, visto que a inserção da corrugação no canal, apesar de aumentar a transferência de calor, também irá aumentar a perda de carga. No entanto, do ponto de vista de engenharia, para apenas um canal esse diferencial de pressão não é significativo, pois representa uma diferença máxima de apenas 80 Pa (diferença entre a perda de carga para $H_1/LA_1 = 0,05$ com $LA_2/LA_1 = 0,10$ e $H_1/LA_1 = 0,30$ com $LA_2/LA_1 = 0,10$). Essa pressão pode ser facilmente obtida com ventiladores comuns e pode não representar uma restrição do ponto de vista da viabilidade econômica.

A Fig. 5.13 mostra os campos de pressão para $H_1/LA_1 = 0,30$ para as razões $LA_2/LA_1 = 0,10$, $LA_2/LA_1 = 0,60$ e $LA_2/LA_1 = 1,00$, respectivamente. Da Fig. 5.13 é possível perceber um maior gradiente de pressão para razões LA_2/LA_1 que vai diminuindo com o aumento dessa razão. Similarmente, a Fig. 5.14 mostra os campos de pressão para $H_1/LA_1 = 0,05$ para as razões $LA_2/LA_1 = 0,20$, $LA_2/LA_1 = 0,60$ e $LA_2/LA_1 = 0,90$. No caso da Fig. 5.14 acontece ao contrário, os gradientes de pressão aumentam ao aumentar as razões LA_2/LA_1 .

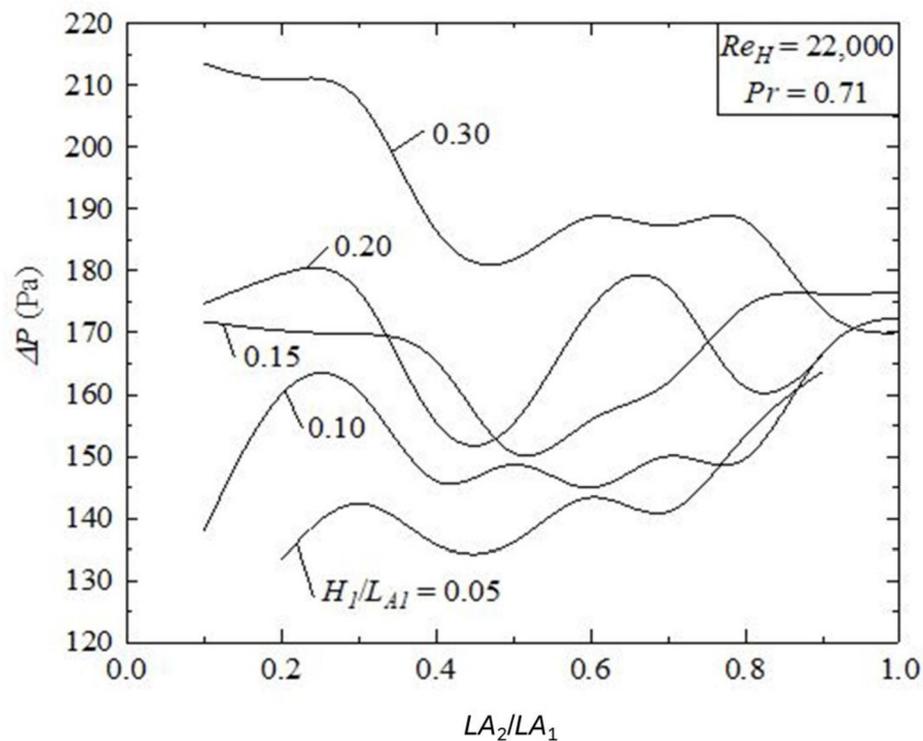


Figura 5.12: Comportamento da perda de carga ΔP em função de LA_2/LA_1 para as razões H_1/LA_1 estudadas

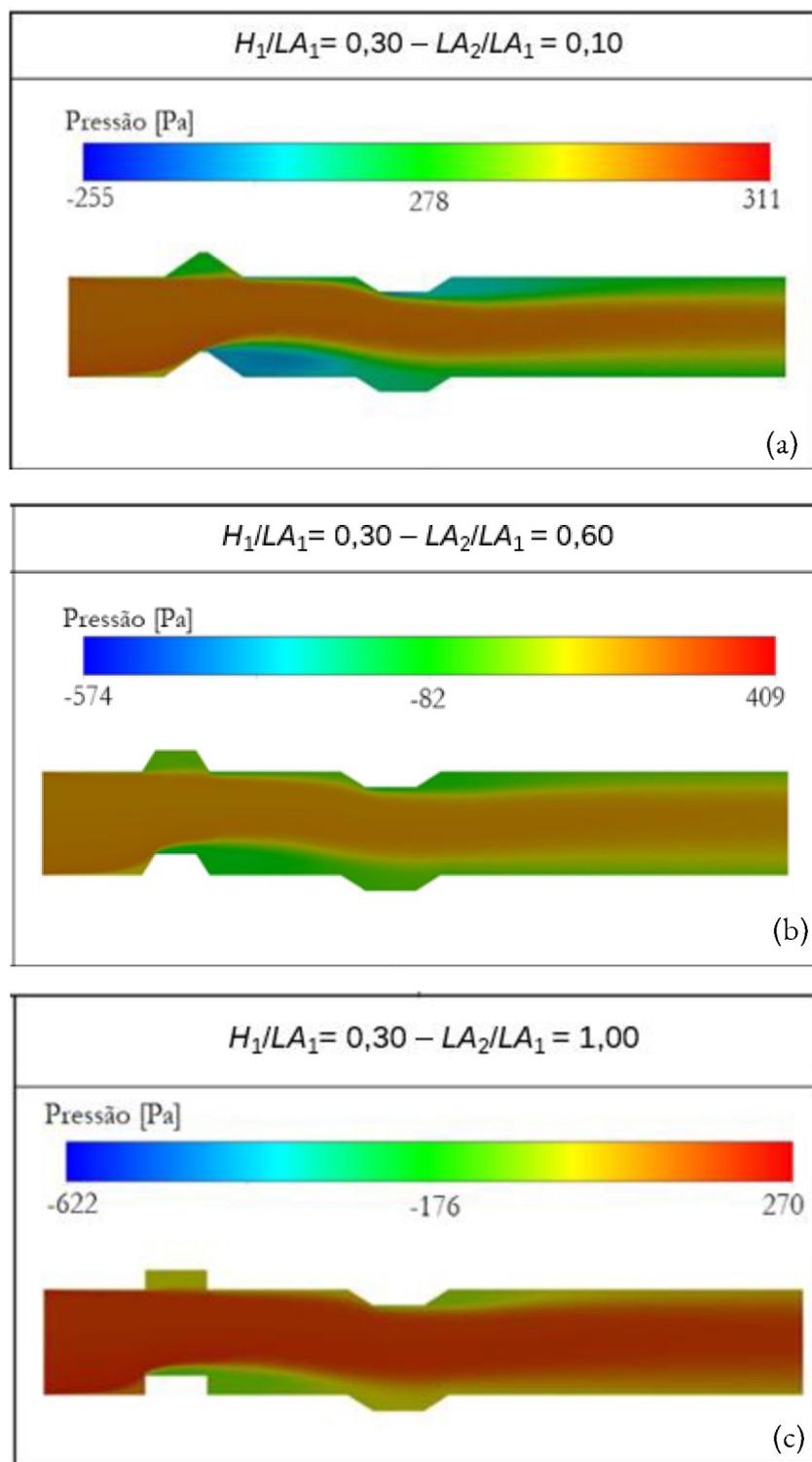


Figura 5.13: Campos de pressão para algumas razões LA_2/LA_1 para $H_1/LA_1 = 0,30$
 (a) $LA_2/LA_1 = 0,10$ (b) $LA_2/LA_1 = 0,60$ (c) $LA_2/LA_1 = 1,00$

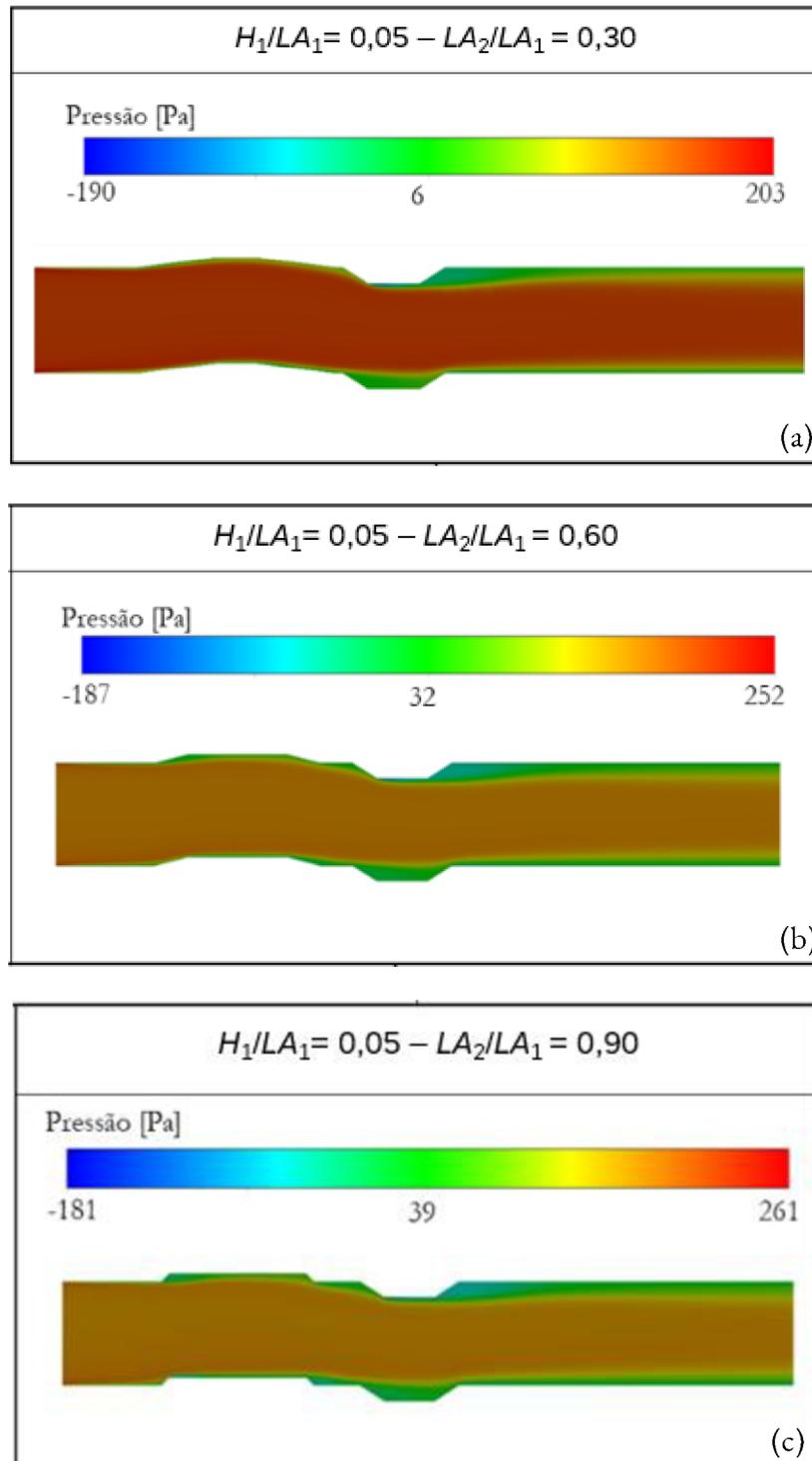


Figura 5.14: Campos de pressão para algumas razões LA_2/LA_1 para $H_1/LA_1 = 0,05$.
 (a) $LA_2/LA_1 = 0,30$ (b) $LA_2/LA_1 = 0,60$ (c) $LA_2/LA_1 = 0,90$

Apesar de a largura não influenciar na troca térmica, ela possui maior preponderância no diferencial de pressão, apresentando uma variação em função de LA_2/LA_1 de 19,5% para $H_1/LA_1 = 0,05$ e de 20,6% para $H_1/LA_1 = 0,30$. Portanto, o ideal para

minimizar a perda de carga é utilizar razões LA_2/LA_1 mais baixas para pequenas inserções e mais altas para grandes inserções. Isso pode ser melhor visualizado na Figura 5.15, onde LA_2/LA_1 ótimo é mais baixo para valores de H_1/LA_1 mais baixos (eixo direito). Na Figura 5.15 também é possível observar que a perda de carga aumenta com o aumento de H_1/LA_1 (eixo esquerdo). A Fig. 5.16 mostra os campos de pressão para algumas razões H_1/LA_1 e seus respectivos $(LA_2/LA_1)_{o,F}$. O caso $H_1/LA_1 = 0,30$ e $LA_2/LA_1 = 1,00$ é o que apresenta maior gradiente de pressão e, conseqüentemente, maior perda de carga ao longo do micro canal. Por outro lado, o caso $H_1/LA_1 = 0,10$ e $LA_2/LA_1 = 0,20$ apresenta menor gradiente de pressão e, portanto, menor perda de carga.

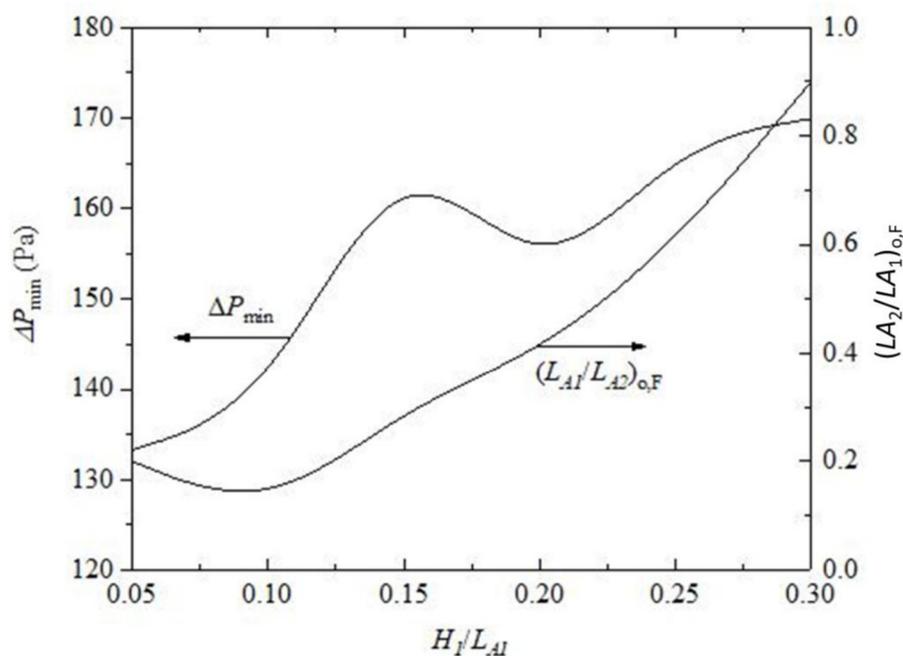


Figura 5.15: Comportamento de ΔP_{min} para cada razão H_1/LA_1 (eixo esquerdo); LA_2/LA_1 ótimo para cada razão H_1/LA_1 (eixo direito).

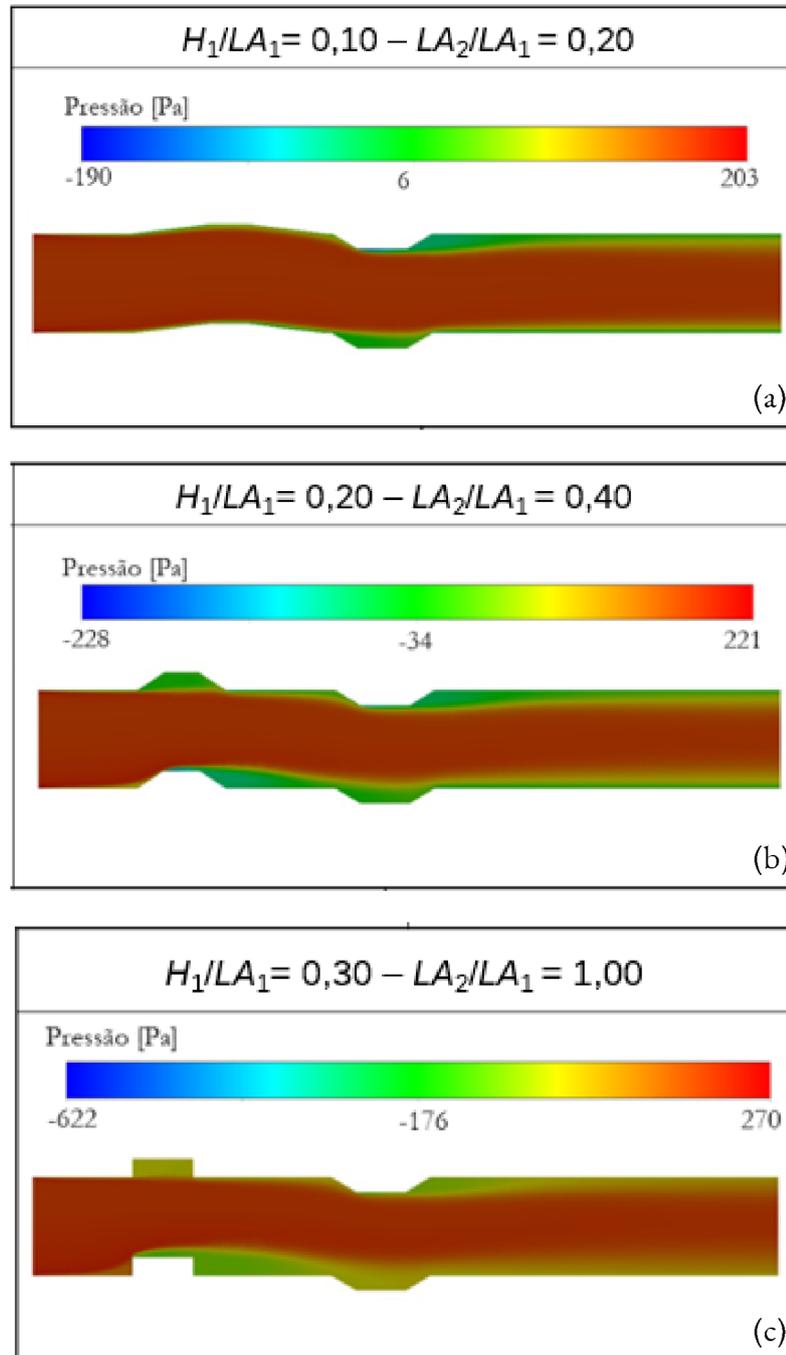


Figura 5.16: Campos de pressão para os casos (a) $H_1/LA_1 = 0,10 - (LA_2/LA_1)_{of} = 0,20$ (b) $H_1/LA_1 = 0,20 - (LA_2/LA_1)_{of} = 0,40$ (c) $H_1/LA_1 = 0,30 - (LA_2/LA_1)_{of} = 1,00$.

6 | Conclusão

O presente trabalho investigou através do Design Construtal o comportamento da taxa de transferência de calor e da perda de carga em um micro canal com corrugações em formato trapezoidal para diversas configurações geométricas dessas corrugações sujeitos a escoamentos turbulentos com convecção forçada, o que tem sido pouco investigado na literatura. As razões estudadas foram H_1/LA_1 , variando de 0,05 a 0,30, e LA_2/LA_1 variando de 0,1 a 1,0. Os resultados permitiram obter as seguintes recomendações e conclusões sobre o trabalho:

Do ponto de vista térmico:

- A razão H_1/LA_1 possui maior influência sobre a taxa de transferência de calor, apresentando um ganho de 26,2% para $LA_2/LA_1 = 0,1$, comparando $H_1/LA_1 = 0,05$ e $H_1/LA_1 = 0,30$ devido a inserção da corrugação apresentar maior efeito sobre a taxa de transferência de calor do que a largura do mesmo.
- De uma forma geral, os resultados mostraram que o efeito da razão LA_2/LA_1 sobre q varia em função da razão H_1/LA_1 , ou seja, não há uma geometria ótima universal.
- Pensando nas limitações de design de um canal corrugado, para inserções pequenas é preferível priorizar o aumento da razão LA_2/LA_1 .
- Para maximizar a transferência de calor onde não há restrições é preferível aumentar a razão H_1/LA_1 e minimizar a razão LA_2/LA_1 .
- Os resultados de investigação geométrica associados aos campos de temperatura indicam que o uso de corrugações inferior e superior assimétricas pode ser benéfico para o sistema, visto que a corrugação superior tende a apresentar menor contribuição para a troca térmica.

Do ponto de vista fluidodinâmico:

- O aumento da inserção da corrugação através da razão H_1/LA_1 aumenta a perda de carga ao longo do micro canal.
- Embora a razão LA_2/LA_1 não possua grande influência sobre a troca térmica, isso não ocorre com a perda de carga, apresentando uma variação de 19,5% para $H_1/LA_1 = 0,05$ e de 20,6% para $H_1/LA_1 = 0,30$.

- O ideal para minimizar a perda de carga é utilizar razões LA_2/LA_1 mais baixas para pequenas inserções e mais altas para grandes inserções.
- A diferença máxima de perda de carga encontrada durante o processo de otimização foi de apenas 80 Pa (diferença entre a perda de carga para $H_1/LA_1 = 0,05$ com $LA_2/LA_1 = 0,10$ e $H_1/LA_1 = 0,30$ com $LA_2/LA_1 = 0,10$). Isso pode não ser significativo do ponto de vista de viabilidade econômica para um micro canal, no entanto, depende da quantidade de micro canais que o trocador terá.

Os resultados apresentados são bastante significativos para otimizar a taxa de transferência de calor de micro trocadores de calor através das variações da geometria utilizando as razões H_1/LA_1 e LA_2/LA_1 . No entanto, há uma série de variáveis que não foram estudadas no presente trabalho. Dessa forma, o autor sugere alguns pontos para futuros estudos. São eles:

- Estudar a influência do espaçamento entre as corrugações do micro canal sobre a taxa de transferência de calor e perda de carga.
- Estudar a influência da adição de raios de curvatura nos cantos das corrugações, pois as curvaturas podem minimizar a perda de carga através da facilidade de recolamento do fluido nesses locais.
- Realizar a validação do modelo numérico do escoamento turbulento através de um micro canal com corrugações em formato trapezoidal através de um modelo experimental.
- Estudar a influência da geometria da corrugação posterior sobre o desempenho fluidodinâmico e térmico dos micro canais e da geometria da corrugação a montante.
- Avaliar a influência da geometria das corrugações para outros fluidos de trabalho e condições de escoamento, como em casos de convecção mista.

7 | Referências

- ANSYS. Version 14.0. – **FLUENT User’s Guide**, ANSYS Inc. 2013.
- Brandner, J. J.; Benzinger, W.; Schygulla, U.; Zimmermann, S.; Schubert, K. **Metallic Micro Heat Exchangers: Properties, Applications and Long Term Stability**. Heat Exchanger Fouling and Cleaning VII, v. 5, 2007.
- Bejan, A. **Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume**. International Journal of Heat and Mass Transfer, 40(4), 799-816, 1997.
- Bejan, A., **Shape and Structure, from Engineering to Nature**. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2000.
- Bejan, A. **Convection heat transfer**. John Wiley & Sons, 2013.
- Bejan, A., Almahmoud, H., Gucluer, S. **Evolutionary design of composite structures for thermal conductance and strength**. International Communications in Heat and Mass Transfer, 125, 105293, 2021.
- Bejan, A. e LORENTE, S., **Design with Constructal Theory**. Wiley, Hoboken, 2008.
- Celata, G. P., Cumo, M., Guglielmi, M., Zummo, G. **Experimental Investigation of Hydraulic and Single-Phase Heat Transfer in 0.130-mm Capillary Tube**. Microscale Thermophysical Engineering, 6:2, 85-97, 2002.
- Chai, L., Xia, G. D., & Wang, H. S. **Numerical study of laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with offset ribs on sidewalls**. Applied Thermal Engineering, 92, 32-41, 2016.
- Chanyoot, K. A. S. Dalkılıç, O. Mahian, H. Ahn, S. Wongwises, P. Mondal and M. Shadloo. **Two-phase flow boiling in a microfluidic channel at high mass flux**. Physics of Fluids, 2020.
- Chen, X., Xia, H. **A hybrid LES-RANS study on square cylinder unsteady heat transfer**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.108, Part A, p. 1237-1254, 2017. (DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.081)
- Chen, L., Wu, Z., Feng, H., Ge, Y. **Constructal design for dual-pressure axial-flow turbine in organic Rankine cycle**. Energy Reports, 8, 45-55, 2022.
- Costa, A. L., & Queiroz, E. M. **Design optimization of shell-and-tube heat exchangers**. Applied thermal engineering, 28(14-15), 1798-1805, 2008.
- Dos Santos, E. D., Isoldi, L. A., Gomes, M. D. N., Rocha, L. A. **The constructal design applied to renewable energy systems**. Sustainable Energy Technologies, 1(4), 63-87, 2017.
- El Halal, Y., Marques, C.H., Rocha, L.A.O., Isoldi, L.A., Lemos, R.d.L., Fragassa, C., dos Santos, E.D., **Numerical Study of Turbulent Air and Water Flows in a Nozzle Based on the Coanda Effect**. J. Mar. Sci. Eng. 2019, 7, 21, 2021.

- Feng, H., Cai, C., Chen, L., Wu, Z., Lorenzini, G. **Constructal design of a shell-and-tube condenser with ammonia-water working fluid**. International Communications in Heat and Mass Transfer, 118, 104867, 2020.
- Gonzales, G. V., Isoldi, L. A., Oliveira Rocha, L. A., da Silva Neto, A. J., dos Santos, E. D. **Evaluation of a Differential Evolution/Constructal Design Algorithm for Geometrical Optimization of Double T-Shaped Cavity Intruded into a Heat Generating Wall**. Defect and Diffusion Forum, 396, 145–154, 2019.
- Gonzales, G. V., Estrada, E. da S. D., Emmendorfer, L. R., Isoldi, L. A., Xie, G., Rocha, L. A. O., Dos Santos, E. D. **A comparison of simulated annealing schedules for constructal design of complex cavities intruded into conductive walls with internal heat generation**. Energy (Oxford), v. 93, p. 372-382, 2015.
- Hahn, D. W., & Özisik, M. N. **Heat conduction**. John Wiley & Sons, 2012.
- Jones, W.P., Launder, B.E., **The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence**, Int. J. Heat Mass Transf. 15, 301–314, 1972.
- Kandlikar, S. G. **Microchannels and minichannels-history, terminology, classification and current research needs**. First International Conference on Microchannels and Minichannels, 1-6. ICMM Rochester New York USA, 2003.
- Kays, W. M., Crawford, M. E., Weigand, B. **Convective heat and mass transfer** (Vol. 4). New York: McGraw-Hill, 1980.
- Launder, B. E., e Sharma, B. I. **Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc**. Letters in Heat and Mass Transfer, v. 1, n. 2, p.131-138, 1974.
- Lesieur, M., Métais, O., Comte, P. **Large-eddy simulations of turbulence**. Cambridge university press, 2005)
- Li, G., Feng, W., Jin, Y., Chen, X., Ji, J. **Discussion on the solar concentrating thermoelectric generation using micro-channel heat pipe array**. Heat and Mass Transfer, 2017.
- Lima, Y. T. B., das Neves Gomes, M., Isoldi, L. A., dos Santos, E. D., Lorenzini, G., Rocha, L. A. O. **Geometric analysis through the constructal design of a sea wave energy converter with several coupled hydropneumatic chambers considering the oscillating water column operating principle**. Applied Sciences, 11(18), 8630, 2021.
- Lorenzini, G., & Rocha, L. A. O. **Constructal design of Y-shaped assembly of fins**. International Journal of Heat and Mass Transfer, 49(23-24), 4552-4557, 2006.
- Maliska, C.R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. Ed. LCT, 2004.
- Martin, P. M., Bennett, W. D., Johnston, J. W. **Microchannel heat exchangers for advanced climate control**. pp.82-88, 1995.
- Menter, F.R., **Zonal Two Equation k - ϵ Turbulence Models For Aerodynamic Flows**, in: AIAA 24th Fluid Dynamics Conference 1993, AIAA 93-2906, 1993.
- Menter, F.R., Kuntz, M., Langtry, R. **Ten years of industrial experience with the SST turbulence model**. Turbul. Heat Mass Transf. 4, 625–632, 2003.

- Moin, P., & Mahesh, K. **Direct numerical simulation: a tool in turbulence research.** Annual Review of Fluid Mechanics, 30(1), 539-578, 1998.
- Nekahi, S., Vajdi, M., Moghanlou, F. S., Vaferi, K., Motallebzadeh, A., Özen, M., Asl, M. S. **TiB₂-SiC-based ceramics as alternative efficient micro heat exchangers.** Ceramics International, 45(15), 19060-19067, 2019.
- Patankar, S. **Numerical heat transfer and fluid flow.** Taylor & Francis, 2018.
- Patel, V. K., & Rao, R. V. **Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique.** Applied Thermal Engineering, 30(11-12), 1417-1425, 2010.
- Peiyi, W., & Little, W.A. **Measurement of friction factors for the flow of gases in very fine channels used for microminiature Joule-Thomson refrigerators.** Cryogenics, 23, 273-277, 1983.
- Peng, X. F., Peterson, G. P., Wang, B. X. **Heat Transfer Characteristics Of Water Flowing Through Microchannels.** Experimental Heat Transfer, 7:4, 265-283, 1984.
- Piomelli, U., Chasnov, J. R. **Large-eddy simulations: theory and applications.** In Turbulence and Transition Modelling: Lecture Notes from the ERCOFTAC/IU-TAM Summerschool held in Stockholm, 12–20 June, 1995 (pp. 269-336). Dordrecht: Springer Netherlands, 1996.
- Pope, S. B. **Turbulent flows.** Cambridge university press, 2000.
- Qu, W., Mala, G. M., Li, D. **Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon microchannels.** International journal of heat and mass transfer, 43(21), 3925-3936, 2000.
- Rao, Y., Zhang, P., Xu, Y., & Ke, H. **Experimental study and numerical analysis of heat transfer enhancement and turbulent flow over shallowly dimpled channel surfaces.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 160, 120195, 2020.
- Sagaut, P. **Large eddy simulation for incompressible flows.** Springer Science & Business Media, 2006.
- Soleimani, S., Campbell, M., & Eckels, S. **Performance analysis of different transverse and axial micro-fins in a turbulent-flow channel.** International Journal of Thermal Sciences, 149, 106185, 2020.
- Spalart, P. R. & allmaras, S. R. **A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows.** AIAA 23th Fluid Dynamics Conference 1992, AIAA 92-0439, 1992.
- Teixeira, F. B., Lorenzini, G., Errera, M. R., Rocha, L. A. O., Isoldi, L. A., & Dos Santos, E. D. **Constructal Design of triangular arrangements of square bluff bodies under forced convective turbulent flows.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 126, 521-535, 2018.
- Tuckerman, D. B., Pease, R. F. W. **High-performance heat sinking for VLSI.** IEEE Electron Device Letters, vol. 2, no. 5, pp. 126-129, 1981.
- Van Doormaal, J. P., Raithby, G. D. **Enhancements of the simple method for predicting incompressible fluid flows.** Numerical Heat Transfer, 7:2, 147-163, 1984.

- Vásquez-Alvarez, E., Degasperi, F. T., Morita, L. G., Gongora-Rubio, M. R., & Giudici, R. **Development of a micro-heat exchanger with stacked plates using LTCC technology.** *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 27(3), 483-497, 2010.
- Versteeg, H. K., Malalasekera, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method.** Pearson education, 2007.
- Wang, G., Hao, L., & Cheng, P. **An experimental and numerical study of forced convection in a microchannel with negligible axial heat conduction.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(3-4), 1070-1074, 2009.
- Weilin, Q., Mala, G.M., Dongqing, L. **Pressure-driven water flows in trapezoidal silicon microchannels.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 353-364, 2000.
- Wilcox, D.C., **Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models.** *AIAA J.* 26, 1299–1310, <https://doi.org/10.2514/3.10041>, 1988.
- Wilcox, D. C. **Turbulence modeling for CFD** (Vol. 2, pp. 103-217). La Canada, CA: DCW industries, 2018.
- Wilson, M., Anderson, H., Fellows, J., & Lewinsohn, C. **Ceramic-Based Planar Heat Pipe (Plate) for Passive Electronics Cooling.** *Additional Papers and Presentations, 2011(CICMT)*, 159-165, 2011.
- Winckelmans, G. S., Jeanmart, H., Carati, D. **On the comparison of turbulence intensities from large-eddy simulation with those from experiment or direct numerical simulation.** *Physics of Fluids*, 14(5), 1809-1811, 2002.
- Wu, Z., Feng, H., Chen, L., Xie, Z., & Cai, C. **Pumping power minimization of an evaporator in ocean thermal energy conversion system based on constructal theory.** *Energy*, 181, 974-984, 2019.
- Yu, X. F., Zhang, C. P., Teng, J. T., Huang, S. Y., Jin, S. P., Lian, Y. F., Greif, R. **A study on the hydraulic and thermal characteristics in fractal tree-like microchannels by numerical and experimental methods.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(25-26), 7499-7507, 2012.
- Zhuang, J., Hu, W., Fan, Y., Sun, J., He, X., Xu, H., Wu, D. **Fabrication and testing of metal/polymer microstructure heat exchangers based on micro embossed molding method.** *Microsystem Technologies*, 25(2), 381-388, 2019.