

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM COMPUTACIONAL

ESTUDO NUMÉRICO DA FORMA GEOMÉTRICA DE CANAIS ALETADOS EM
ESCOAMENTOS COM TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO MISTA

por

Maicon Vinicius Altnetter

Orientador: Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos

Co-Orientador: Prof.^a Dra. Bárbara Denicol do Amaral Rodriguez

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Modelagem Computacional

Rio Grande, setembro, 2016.

Maicon Vinicius Altnetter

“Estudo Numérico da Forma Geométrica de Canais Aletados em Escoamentos com Transferência de Calor por Convecção Mista”


Dissertação apresentada ao Programa de Pós Graduação em Modelagem Computacional da Universidade Federal do Rio Grande - FURG, como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre. Área concentração: Modelagem Computacional.

Aprovada em

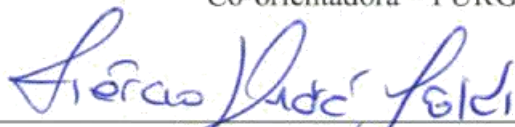
BANCA EXAMINADORA



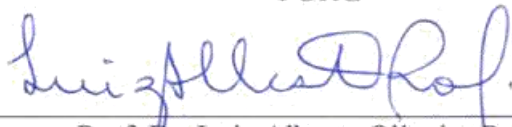
Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Orientador – FURG



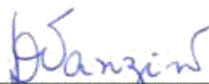
Prof.ª Dr.ª Bárbara Denicol do Amaral Rodriguez
Co-orientadora – FURG



Prof. Dr. Liércio André Isoldi
FURG



Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
FURG



Prof.ª. Dr.ª. Daniele Colembergue da Cunha Vanzin
IFRS

DEDICATÓRIA

Dedico essa dissertação aos meus pais Darci e Maria Gorete pelo apoio incondicional.

Dedico a minha namorada Bruna Roman Nunes por tudo que fez para auxiliar nessa conquista tão desejada e sonhada.

Dedico ao meu orientador Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos e a co-orientadora Prof.^a Dra. Bárbara Denicol do Amaral Rodriguez, pelo apoio, confiança, paciência e orientação neste trabalho.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus por me dar a vida e com saúde conseguir buscar meus objetivos e metas.

Agradeço aos meus pais, Darci Altnetter e Maria Gorete Altnetter, por me apoiarem sempre sem medir esforços em minhas decisões e escolhas.

Agradeço à minha namorada Bruna Roman Nunes por estar ao meu lado em todos os momentos da minha vida, me encorajando e incentivando a realizar meus sonhos.

Agradeço às minhas irmãs Neisi, Josiani e Taís por acreditarem junto comigo e toda a minha família que nunca mediu esforços para me auxiliar.

Agradeço ao meu orientador Elizaldo Domingues dos Santos e a minha co-orientadora Bárbara Denicol do Amaral Rodriguez.

Agradeço à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela bolsa de estudos, que auxiliou esse estudo.

Agradeço à Universidade Federal do Rio Grande (FURG) por toda a estrutura disponibilizada para a realização deste estudo.

Enfim, agradeço a todos que me ajudaram de alguma maneira a realizar este trabalho.

RESUMO

No presente trabalho é realizado um estudo numérico em escoamento incompressível, laminar, bidimensional com convecção mista em um canal horizontal com duas aletas retangulares inseridas nas superfícies, onde a influência da geometria e o posicionamento das aletas sobre a taxa de transferência de calor são avaliados com o método Design Construtal. O problema é submetido a duas restrições geométricas, dadas pelas áreas do canal e das duas aletas, e três graus de liberdade: H_1/L_1 , que é a razão entre as dimensões da aleta a montante do escoamento, H_2/L_2 , é a razão entre as dimensões das aletas a jusante e L_3 , o distanciamento entre os centros das aletas. Dessa forma, foi possível maximizar a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento três vezes (q'_{mmm}). Também foi avaliada a influência geométrica para diferentes números de Re_H (10, 100 e 200) e Gr_H (10^3 , 10^4 e 10^5). A criação do domínio computacional, discretização e especificação das regiões de imposição das condições de contorno (pré-processamento) foram realizadas com o software GAMBIT[®]. Já o processamento, que consiste em solucionar numericamente, através do Método dos Volumes Finitos, as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, foi realizado no software FLUENT[®]. A partir dos resultados obtidos pode-se observar que as taxas de transferência de calor por unidade de comprimento foram maximizadas para as maiores razões de H_1/L_1 e H_2/L_2 , ou seja, quando as aletas tiveram a maior inserção no domínio do canal. O distanciamento, uma vez otimizado das aletas, $(L_3)_o$, sofreu influência dos números de Re_H e Gr_H avaliados. Dessa forma, os resultados indicaram que a aplicação do Design Construtal levou a resultados com mais de 100% de diferença na taxa de transferência de calor entre as geometrias ótimas e as piores configurações estudadas, evidenciando assim a relevância e a necessidade da realização de uma análise geométrica do problema proposto para alcançar um desempenho satisfatório.

Palavras-chaves: Canais Aletados, Estudo Numérico, Convecção Mista, Estudo Geométrico, Design Construtal.

ABSTRACT

In this work we performed a numerical study on a flow that is incompressible, laminar, and two-dimensional with mixed convection in a horizontal channel with two rectangular flaps placed on the surfaces of the channel, where the influence of the geometry and positioning of the fins over heat transfer rates are evaluated with the Constructal Design method. The problem is subjected to two geometric constraints given by the areas of the channel, the areas of two flaps and three degrees of freedom: H_1/L_1 , which is the ratio between the dimensions of the flap upstream of the flow, H_2/L_2 is the ratio between the dimensions of downstream fins and L_3 , the distance between the centers of the fins. Thus, it was possible to maximize the heat transfer rate per unit of length three times (q'_{mmm}). It was also evaluated, in this study, the geometric influence for different numbers of Re_H ($Re_H = 10, 100$ and 200) and Gr_H ($Gr_H = 10^3, 10^4$ and 10^5). The creation of the computational domain, domain discretization and specification of the imposition regions of the boundary conditions (pre-processing) was performed with the GAMBIT[®] software. On the other hand, the processing step, which consists on solving numerically mass conservation, momentum and energy equations by the Finite Volume Method, was done with FLUENT[®] software. From the results it could be observed that heat transfer rates per unit of length were maximized to the highest ratios of H_1 / L_1 and H_2 / L_2 , that is, when the fins have a greater insertion in the channel field. The once optimized spacing of fins, $(L_3)_o$, was influenced by the number of Re_H and Gr_H evaluated. Thus, the results indicate that the Constructal Design application led to a more than 100% difference in heat transfer rate between the optimal geometries and the worst studied configurations. Thus demonstrating the relevance and necessity of performing a geometric analysis of the proposed issue to achieve satisfactory performance.

Keywords: Finned channels, Numerical study, Heat transfer, Geometric study, Constructal Design.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	16
1.1. Motivação.....	16
1.2. Estado da arte.....	19
1.2.1. Sistemas aletados.....	20
1.2.2. Design Construtal.....	26
1.3. Objetivos.....	30
1.3.1. Objetivo geral.....	30
1.3.2. Objetivos específicos.....	30
1.4. Delineamento do texto.....	31
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	33
2.1. Transferência de calor por convecção	33
2.2. Fundamentos da Teoria Construtal.....	37
3. MODELAGEM MATEMÁTICA	40
3.1. Descrição do problema.....	40
3.2. Equações de conservação.....	42
4. MODELAGEM NUMÉRICA	44
4.1. Método dos Volumes Finitos.....	44
4.2. Teste de independência de malha.....	47
5. VERIFICAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO.....	49
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES	54
6.1. escoamentos laminares com $Gr_H = 10^3$	54
6.2. escoamentos laminares com $Gr_H = 10^4$	63
6.3. escoamentos laminares com $Gr_H = 10^5$	69
7. CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE CONTINUIDADE.....	79
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	81
APÊNDICE 1 – Código do arquivo Journal do software FLUENT®	85
APÊNDICE 2 - Resumo expandido publicado nos Anais do SIEPE – Unipampa.....	88

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1- Evolução dos equipamentos eletrônicos relacionados à sua dimensão (Em Diálogo, 2014)	16
Figura 1.2 – Componentes alocados a placa de um televisor LCD (DIY Trade, 2016).....	17
Figura 1.3 - Figura 1.3 – Configuração geométrica de um trocador de calor casco tubo com destaque a semelhança com o problema (Adaptado de Incropera, 1998).....	18
Figura 1.4 - Domínio com os obstáculos inseridos no canal do escoamento (Adaptado de Young e Vafai, 1998).....	21
Figura 1.5 - Domínio com três aquecedores 2D montados na parede inferior de um canal de placas paralelas (Alves, 2010).....	22
Figura 1.6 - Canal com as variações da distância entre as aletas (Pishkar e Ghasemi, 2012).....	23
Figura 1.7 - Domínio do canal vertical com quatro aletas aquecidas em seu interior (Adaptado de Hernández-Gutiérrez et al., 2014).....	25
Figura 1.8 - Primeira construção de uma inserção arranjada como um T (Biserni, Rocha, Bejan, 2004).....	26
Figura 1.9 - Intrusão lateral isotérmica em um corpo trapezoidal bidimensional com geração de calor (Rocha, Lorenzini e Biserni, 2005).....	27
Figura 1.10 - Aleta em forma de duplo Y (Xie, Chen, Sun, 2010).....	27
Figura 1.11 - Cavidade T-Y inserida em sólido com geração de calor (Lorenzini e Rocha, 2009).....	28
Figura 1.12 - Cavidade T-Y com intrusão de cavidades laterais (Lorenzini et al., 2012).....	29
Figura 2.1 - Convecção forçada em fonte de calor (Project 2R, 2015).....	35
Figura 2.2 - Convecção natural em fonte de calor (Project 2R, 2015).....	36
Figura 2.3 - Sistemas de fluxo que envolvem correntes que se deslocam de um ponto a uma área ou vice-versa: (a) fluxo de água através da árvore; (b) formação do cristal de gelo; (c) descarga elétrica; (d) fluxo de água em uma bacia hidrográfica, (e) fluxo de ar nos pulmões, (f) fluxo de automóveis de uma cidade (Bejan, 2006).....	37
Figura 2.4 - Cavidade em Y para um corpo condutor bidimensional com geração de calor uniforme Lorenzini et al. (2014c).....	39
Figura 3.1 - Domínio Computacional do problema de pesquisa.....	40

Figura 3.2 - Esquema ilustrando o processo de otimização realizado aplicando o método Design Construtal com mecanismo de busca exaustiva.....	42
Figura 4.1 - Técnica de discretização para método numérico (Maliska, 2004).....	45
Figura 4.2 - Malha empregada no estudo numérico.....	47
Figura 5.1. Canal horizontal com duas fontes discretas de calor (Amaral Junior, 2007).....	49
Figura 5.2 - Efeito do número de Reynolds sobre o número de Nusselt na fonte 1.....	50
Figura 5.3 - Efeito do número de Reynolds sobre o número de Nusselt na fonte 2.....	50
Figura 5.4 – Distribuição dos campos de temperatura para o escoamento com $Re_H = 1$	52
Figura 5.5 – Distribuição dos campos de temperatura para o escoamento com $Re_H = 50$	52
Figura 5.6 – Distribuição dos campos de temperatura para o escoamento com $Re_H = 100$	53
Figura 6.1 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^3$ com $L_3 = 50$ mm.....	55
Figura 6.2 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^3$ com $L_3 = 100$ mm.....	56
Figura 6.3 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^3$ com $L_3 = 200$ mm.....	56
Figura 6.4. Efeito da razão H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre o q'_m para $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^3$	57
Figura 6.5 - Campos de temperatura para diferentes configurações geométricas estudadas para $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^3$	57
Figura 6.6 – Efeito de H_1/L_1 sobre q' para $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^3$	58
Figura 6.7 – Efeito da razão H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre o q'_m para $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^3$	59
Figura 6.8 – Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^3$	59
Figura 6.9 – Influência da razão H_1/L_1 sobre o q' para $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^3$	60
Figura 6.10 – Influência H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre q'_m para $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^3$	61
Figura 6.11 - Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^3$	61

Fig. 6.12 – Efeito do Grau de Liberdade L_3 sobre o q'_{mm} para $Gr_H = 10^3$ e geometria ótima de: $(H_1/L_1)_{oo} = 4,0$ e $(H_2/L_2)_o = 4,0$	62
Figura 6.13 – Influência geométrica e do Re_H na geometria ótima para q'_{mmm} com $Gr_H = 10^3$	63
Figura 6.14 – Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^4$	64
Figura 6.15 – Influência H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre q'_m para $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^4$	65
Figura 6.16 - Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^4$	65
Figura 6.17 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^4$	66
Figura 6.18 – Influência H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre q'_m para $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^4$	66
Figura 6.19 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^4$	67
Figura 6.20 - Influência H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre q'_m para $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^4$	67
Figura 6.21 - Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^4$	68
Figura 6.22 - Efeito do Grau de Liberdade L_3 sobre o q'_{mm} para $Gr_H = 10^4$ e geometria ótima de: $(H_1/L_1)_{oo} = 4,0$ e $(H_2/L_2)_o = 4,0$	68
Figura 6.23 - Influência geométrica e do Re_H na geometria ótima para q'_{mmm} com $Gr_H = 10^4$	70
Figura 6.24 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' em um escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^5$ em um canal com $L_3 = 50$ mm.....	71
Figura 6.25 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' em um escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^5$ em um canal com $L_3 = 100$ mm.....	72
Figura 6.26 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' em um escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^5$ em um canal com $L_3 = 200$ mm.....	72
Figura 6.27 – Efeito da razão H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre o q'_m para $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^5$	73
Figura 6.28 - Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^5$	73
Figura 6.29 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' em um escoamento com $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^5$ em um canal com $L_3 = 50$ m.....	74

Figura 6.30 – Efeito da razão H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre o q'_m para $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^5$	75
Figura 6.31 - Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^5$	75
Figura 6.32 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' em um escoamento com $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^5$ em um canal com $L_3 = 50$ mm.....	76
Figura 6.33 - Efeito da razão H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre o q'_m para $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^5$	76
Figura 6.34 - Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^5$	77
Figura 6.35 - Efeito do Grau de Liberdade L_3 sobre o q'_{mm} para $Gr_H = 10^5$	78
Figura 6.36 – Influência do Re_H na geometria ótima do $(L_3)_o$	78
Figura 6.37 – Influência do Re_H sobre a taxa de transferência de calor três vezes maximizada (q'_{mmm}).....	79

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Teste de independência de malha	48
Tabela 5.1 – Teste de independência do passo de tempo.....	50
Tabela 5.2 - Teste de verificação de malha.....	50

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área do canal [m ²]
A_1	Área da aleta a montante do canal [m ²]
A_2	Área da aleta a jusante do canal [m ²]
C_p	Calor específico [J/kg.K]
\vec{F}	Forças externas por unidade de volume [N/m ³]
g	Aceleração do campo gravitacional [m/s ²]
Gr_H	Número de Grashof ($Gr_H = g\beta(T-T_\infty)H^3 / \nu^2$)
H	Coefficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² .K]
H	Altura do canal [m]
H_1	Altura da aleta a montante do canal [m]
H_2	Altura da aleta a jusante do canal [m]
K	Condutividade térmica do fluido [W/m.K]
L	Comprimento do canal [m]
L_1	Comprimento da aleta a montante [m]
L_2	Comprimento da aleta a jusante [m]
L_3	Distância entre os centros das aletas [m]
L_e	Distância da entrada do canal ao centro da aleta a montante [m]
\dot{m}	Fluxo de massa [kg/s]
Nu_H	Número de Nusselt ($Nu_H = hH / k$)
P	Pressão estática do fluido [N/m ²]
Pr	Número de Prandtl ($Pr = \nu / \alpha$)
q'	Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento [W/m]
q''	Fluxo de calor [W/m ²]
Re_H	Número de Reynolds ($Re_H = \rho\nu H / \mu$)
Ri	Número de Richardson ($Ri = Gr_H / Re_H^2$)
Sm	Termo fonte
T	Tempo [s]
T	Temperatura [K]
T_∞	Temperatura ambiente [K]
T_w	Temperatura da aleta ou da fonte [K]

u_{∞}	Velocidade na entrada do canal [m/s]
\vec{v}	Vetor de velocidades [m/s]
X	Coordenada espacial (ordenada) [m]
Y	Coordenada espacial (abscissa) [m]

Símbolos gregos

μ	Viscosidade [kg/m.s]
P	Massa específica [kg/m ³]
β	Coefficiente de Expansão Térmica [1/K]
α	Difusividade térmica [m ² /s]
ν	Viscosidade cinemática do fluido [m ² /s]
θ_{max}	Temperatura máxima em excesso [K]
Φ_1	Relação de restrição entre a área do canal e da aleta a montante.
Φ_2	Relação de restrição entre a área do canal e da aleta a jusante.

Sub-índices

H	Altura do canal
M	Uma vez maximizado
Mm	Duas vezes maximizado
Mmm	Três vezes maximizado
O	Uma vez otimizado
Oo	Duas vezes otimizado
Ooo	Três vezes otimizado

LISTA DE ABREVIATURAS

CFD	<i>Computational Fluid Dynamic</i>
GL	Graus de Liberdade
MDF	Método de Diferenças Finitas
MEF	Método de Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations</i>
SIMPLEC	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent</i>
SIMPLER	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Revised</i>

1. INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

O estudo sobre o mecanismo de transferência de calor por convecção apresenta grande relevância no meio científico devido à possibilidade de inúmeras aplicações na Engenharia. Dentre esses problemas podem-se citar alguns, como: projeto, operação e manutenção de trocadores de calor, que são encontrados em centrais térmicas, instalações de aquecimento de água, refrigeração de radiadores de veículos automotores, câmaras frias e para conforto térmico em ambientes de trabalho e residencial; controle de temperatura em equipamentos que operam em faixas específicas ou com um valor crítico, como componentes de computadores e eletrônicos em geral (Bejan, 2004; Siegel e Howell, 2002).

No âmbito de resfriamento de componentes eletrônicos, nos últimos 20 anos, as pesquisas tem se intensificado e argumentado, em sua maioria, que o progresso tecnológico exige a redução das dimensões dos componentes, como ilustra a Fig. 1.1. Esta contínua redução de tamanho dos equipamentos eletrônicos aumenta a quantidade de calor gerada por unidade de volume. Sem o controle apropriado, as altas taxas de geração de calor resultarão em temperaturas elevadas, que prejudicarão o funcionamento e a vida útil do equipamento. E esse controle está ligado, muitas vezes, a uma configuração geométrica apropriada para o sistema (Campos, 2004).



Figura 1.1- Evolução dos equipamentos eletrônicos relacionados à sua dimensão (Em Diálogo, 2014).

A fim de não comprometer a produtividade dos componentes, devido à redução das dimensões, Alves e Altemani (2012) ressaltam que um controle térmico eficiente possibilita uma minimização da alta geração de calor. Com isso mantém a estabilidade e confiança dos componentes, uma vez que as altas temperaturas comprometem seu desempenho. Os autores investigaram os fatores que influenciam o resfriamento por convecção forçada de aquecedores em uma placa de um circuito impresso. E concluíram que, as dimensões dos aquecedores e as suas disposições sobre a placa exercem influência no comportamento do escoamento, e consequentemente na troca térmica.

Desse modo, o resfriamento de eletrônicos torna-se uma motivação do presente trabalho, pois a proposta de estudo assemelha-se com a configuração geométrica de placas paralelas com componentes alocados. Como por exemplo, a placa de um aparelho televisor LCD, ilustrado pela Fig. 1.2.



Figura 1.2 – Componentes alocados a placa de um televisor LCD (DIY Trade, 2016).

O estudo de geometrias de trocadores de calor também motiva essa pesquisa, pois há uma busca por melhores configurações geométricas a fim de melhorar desempenho térmico sem um maior gasto. Nesse sentido, Karmo et al. (2013) estudaram trocadores de calor com canais aletados, e realizaram uma análise comparativa entre os desempenhos de dispositivos com e sem a introdução de aletas nos canais. Com os resultados concluíram que com a mesma quantidade de material é possível atingir uma maior taxa de transferência de calor, através do redimensionando das aletas (diminuindo as dimensões) e do aumento do número de aletas.

Com ênfase semelhante, destaca-se também o trabalho de Sajedi et al. (2015) que realizaram um estudo experimental e numérico para avaliar a influência do número de aletas em um trocador de calor em relação às taxas de transferência de calor máxima e de geração de entropia. Foi observado que, para as nove configurações de aletas testadas e para os diferentes números de

Rayleigh avaliados, a arquitetura do escoamento influencia consideravelmente no desempenho desse tipo de trocador de calor. Estabeleceram, ainda, uma correlação entre a geometria e a taxa de transferência de calor.

Mediante a relevância do estudo de geometrias de trocadores de calor, essa pesquisa motivava-se novamente pela semelhança do domínio de pesquisa com um trocador de calor casco tubo, como ilustra a Fig. 1.3.

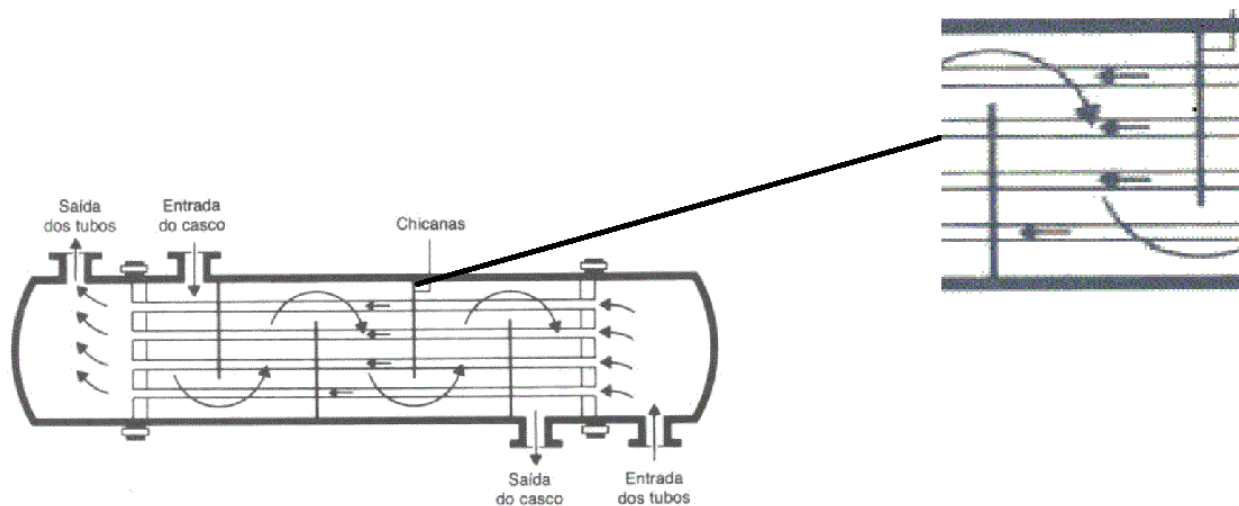


Figura 1.3 – Configuração geométrica de um trocador de calor casco tubo com destaque a semelhança com o problema (Adaptado de Incropera, 1998).

A partir dessa configuração de trocador de calor, percebe-se que as paredes do casco possuem semelhança com as do canal proposta, as chicanas seriam as aletas propriamente ditas, as quais serão aquecidas, e o escoamento será circundante as aletas. O estudo será impulsionado por variar geometricamente as dimensões das aletas e do distanciamento entre elas objetivando alcançar uma máxima transferência de calor por convecção entre às aletas e o fluido. Com isso, obter um máximo desempenho do dispositivo em uma futura aplicação.

Então, como o problema trata de transferência de calor por convecção, existe a necessidade em entender e definir o que é esse mecanismo. Nesse sentido, Bejan (2004) afirma que a transferência de convecção é um mecanismo combinado de advecção e difusão, ou seja, depende de um escoamento de fluido, mas também do contato com uma superfície.

De uma forma geral, problemas de engenharia têm, fundamentalmente, três possibilidades para realizar sua análise: métodos analíticos, experimentação numérica e experimentação em laboratório (Maliska, 2004).

Para o presente trabalho utiliza-se a experimentação numérica, ou métodos numéricos. A opção por essa metodologia se dá pelo interesse de avaliar o efeito da variação da geometria do

problema e também da variação de alguns parâmetros do escoamento. Visto que, o processo de solução do problema será repetido inúmeras vezes, o que tornaria inviável uma experimentação em laboratório.

Além disso, o estudo numérico apresenta outras vantagens, como a facilidade para realizar estudos onde sistemas controlados não seriam de fácil (ou possível) realização, possibilidade de estudar sistemas além do seu ponto de funcionamento normal e/ou com condições perigosas, além de permitir uma grande variação de detalhes do problema (Versteeg e Malalasekera, 2007).

A proposta de variação geométrica desse trabalho foi baseada na Teoria Construtal, onde a geração das configurações de sistemas de fluxo é entendida como um fenômeno físico que pode ser baseado em um princípio físico (Bejan, 1997, Bejan, 2000, Bejan e Lorente, 2008). Esse princípio físico é conhecido como Lei Construtal. O mesmo estabelece que para um sistema de fluxo de dimensões finitas persistir no tempo sua configuração deve evoluir de forma que promova o acesso mais fácil para suas correntes internas (Bejan, 2000; Bejan e Lorente, 2008, Bejan e Zane, 2012).

O Design Construtal é o método de aplicação da Lei Construtal. O método aplica o princípio do objetivo e das restrições, isto é, a geometria pode variar livremente à medida que são variados os graus de liberdade, sujeitos às restrições do problema. A aplicabilidade deste método para sistemas de engenharia envolvendo escoamentos tem sido amplamente discutida na literatura recente, como por exemplo, no resfriamento de sistemas com geração de calor (Almogbel et al., 1999, Rocha, 2005) e na otimização de cavidades e aletas.

Diante disso, percebe-se a relevância do estudo de canais aletados e realiza-se um estudo numérico da influência da geometria sobre o comportamento fluidodinâmico e térmico de um escoamento com convecção mista em regime laminar permanente através do Design Construtal visando obter a taxa máxima de transferência de calor por convecção. Como procedimento para a análise numérica deste estudo, será utilizado o Método dos Volumes Finitos (MVF) no ambiente de simulação computacional do FLUENT[®] (ANSYS, 2007).

1.2. Estado da arte

Nesta seção, serão apresentados os trabalhos da literatura relevantes e que vem ao encontro da presente pesquisa. Em um primeiro momento, mostram-se os estudos que objetivaram analisar sistemas com aletas ou com obstáculos no decorrer do domínio do escoamento com transferência de calor. Logo após, descrevem-se, resumidamente, em ordem de complexidade, trabalhos que utilizaram o Método Design Construtal para realizar estudos geométricos em cavidades.

1.2.1. Sistemas aletados

O Método de Volumes Finitos (MVF) foi utilizado por Kim e Choi (2004) para a solução de três diferentes problemas: convecção forçada em torno de um cilindro circular, convecção mista em torno um par de cilindros circulares, e convecção forçada em torno de um cilindro principal com um pequeno cilindro secundário. Os resultados dos campos de velocidade, pressão e temperatura encontrados nas simulações foram comparados com soluções analíticas, numéricas (verificação) e com soluções experimentais (validação), apresentando boa concordância.

Molki et al. (1995) investigaram numericamente e experimentalmente o comportamento da transferência de calor na região de entrada de uma série de blocos retangulares aquecidos dispostos sobre a parede inferior de um duto retangular. O estudo foi realizado para números de Reynolds Re_H entre 300 e 1500. Foi verificado o número de Nusselt (Nu_H) nos blocos, sendo possível estabelecer sua relação com a geometria estudada.

Do mesmo modo, Souza (2010) objetivou em seu trabalho fazer uma análise numérica e também experimental de um escoamento incompressível, permanente, com transferência de calor por convecção forçada, em um canal estreito contendo obstáculos retangulares. O coeficiente de transferência de calor em relação à localização no canal do obstáculo foi avaliado. Além disso, o modelo numérico empregado foi validado com os resultados experimentais. Neste estudo foi observado que a posição dos obstáculos influencia na transferência de calor do escoamento. O autor comprovou que quanto maior a inserção da aleta no interior do domínio do canal, maior será a transferência de calor por convecção forçada.

A seguir são apresentados trabalhos que realizaram estudos numéricos para solução de problemas de escoamentos com transferência de calor no interior de canais com obstáculos.

Ramos (1998) investigou numérica e experimentalmente o efeito da convecção natural sobre o escoamento e a transferência de calor em superfícies adiabáticas contendo fontes de calor protuberantes, analisando uma placa, um canal e uma cavidade. O escoamento foi admitido como laminar, bidimensional e em regime permanente. O problema foi resolvido através do MVF e as soluções foram obtidas através do algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*), a fim de obter os campos de velocidade e temperatura, o número de Nusselt médio nas faces das fontes e a distribuição de temperaturas ao longo da superfície onde foram montadas as fontes. O autor, através de uma comparação, concluiu que os resultados numéricos e experimentais são concordantes.

Com proposta semelhante, Young e Vafai (1998) realizaram simulações numéricas de escoamento incompressível com convecção forçada em um canal com um arranjo de obstáculos aqueci-

dos, mostrado pela Fig. 1.4. Foi analisado o efeito da geometria dos obstáculos na transferência de calor. Como resultados foram determinados os números de Nusselt médio para cada um dos obstáculos. Os autores concluíram que a transferência de calor está associada com as dimensões dos obstáculos (largura e altura), o número de elementos e o espaço entre os obstáculos.

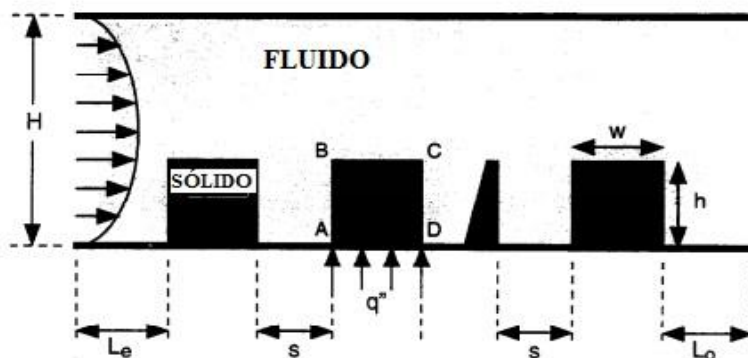


Figura 1.4 - Domínio com os obstáculos inseridos no canal do escoamento (Adaptado de Young e Vafai, 1998).

Desrayaud et al. (2000) estudaram numericamente o resfriamento por convecção natural de uma única fonte de calor bidimensional, retangular, sobre uma parede de um canal vertical isolado. O algoritmo SIMPLER (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Revised*) foi utilizado para resolver o acoplamento entre as equações da continuidade e quantidade de movimento através da pressão. Esse algoritmo é uma modificação do SIMPLE visando corrigir a falta de uma equação para a pressão em função do tempo. O problema foi resolvido na forma transiente. Considerou-se que o ar entra no canal à temperatura ambiente e com perfil de velocidade uniforme. Foram realizadas simulações numéricas visando determinar a transferência de calor na fonte. Os resultados mostraram a influência da razão de bloqueio, causada pela presença da fonte retangular de calor, no escoamento.

Bazdidi-Tehrani e Naderi-Abadi (2004) investigaram numericamente a transferência de calor em um escoamento laminar na região de entrada de um canal horizontal bidimensional, com aletas em linha. Ambos os lados do canal são assumidos a uma temperatura constante e as propriedades termofísicas do fluido são assumidas como constantes. Os cálculos realizados baseiam-se no MVF. Para o problema foram realizadas simulações com o número de Reynolds na faixa de $100 \leq Re_H \leq 500$, números de Prandtl (Pr) de 0,71 e 4,6 e razão de bloqueio de 0,1; 0,2 e 0,3. Com os resultados, os autores observaram que quando mantiveram o número de Reynolds fixo e aumentaram a razão de bloqueio, houve um decréscimo moderado nos números de Nusselt local para ambos os

fluidos. Além disso, para uma mesma arquitetura, com números de Prandtl diferentes (ar e água), a condição de escoamento plenamente desenvolvido ocorreu em locais diferentes do canal.

Uma análise foi realizada por Alves (2010) acerca da transferência de calor conjugada por convecção forçada e condução de três aquecedores. Esses aquecedores possuem uma taxa de calor uniforme e foram montados na placa inferior de um canal bidimensional de placas paralelas, ilustrado na Fig. 1.5. Na entrada do canal, os perfis de velocidade e de temperatura do escoamento eram uniformes. O autor solucionou o problema relacionado ao resfriamento de componentes eletrônicos montados numa placa de circuito impresso, investigando numericamente em regime permanente o resfriamento por meio de ar com propriedades constantes em regime laminar. Como resultados foram calculados coeficientes de influência térmica de cada um dos três aquecedores, onde esses dependiam do Reynolds (Re_H) e também da distância entre os mesmos.

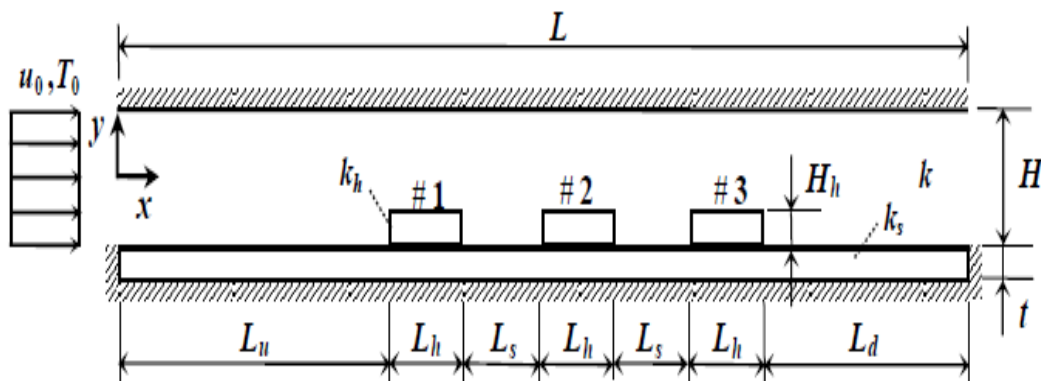


Figura 1.5 - Domínio com três aquecedores 2D montados na parede inferior de um canal de placas paralelas (Alves, 2010).

Cordeiro Junior (2010) estudou a convecção mista laminar no regime permanente em cavidades retangulares com fonte de calor para diferentes razões de aspecto. Para a determinação das distribuições de velocidades e temperaturas foram utilizadas as equações da conservação da massa, quantidade de movimento e de energia com a aproximação de Boussinesq para o tratamento das forças de campo. Como resultados, foram apresentados valores para o número de Nusselt baseado no coeficiente global de transferência de calor em função do número de Rayleigh, do número de Richardson e da razão de aspecto. Os resultados confirmam que a convecção mista é mais efetiva para a transferência de calor do que a convecção natural, exceto para uma pequena faixa de número de Richardson e em cavidades de razão de aspecto elevada, quando a formação de recirculações junto à base da fonte geradora desvia o escoamento forçado piorando a transferência de calor.

Yang et al. (2010) estudaram numericamente a convecção mista no resfriamento de uma aleta em um canal inclinado, utilizando o MVF e com uma malha não uniforme. O canal mantinha uma placa com temperatura constante e na outra se supôs uma troca de calor adiabática. O escoamento é considerado permanente e incompressível. Utilizaram aproximação de Boussinesq e apresentaram resultados do canal em relação a um canal horizontal para diferentes números de Reynolds e Richardson. Foi observado que existe uma relação ótima da aleta para que haja uma maior transferência de calor no canal e aumenta quando cresce o número de Reynolds.

Boutina et al. (2011) analisaram a convecção mista para o resfriamento através do ar de componentes eletrônicos em um canal inclinado utilizando o MVF e o algoritmo SIMPLE para o acoplamento pressão-velocidade do domínio computacional. Objetivando variar o Re_H entre 1 e 200 e comparar os resultados com o canal horizontal com mesma configuração geométrica. Concluíram que as dimensões dos componentes e o espaçamento entre eles influenciam no resfriamento.

Pishkar e Ghasemi (2012) realizaram um estudo numérico sobre o desempenho térmico de duas aletas montadas na parede inferior de um canal horizontal e resfriado com água, onde a parede de fundo do canal é aquecida a uma temperatura constante e resfriada por um escoamento laminar com transferência de calor por convecção mista a uma temperatura relativamente baixa. A parede superior é adiabática. Os efeitos dos parâmetros pertinentes, tais como os números de Reynolds e Richardson, à distância e a condutividade térmica das aletas sobre o seu desempenho térmico foram estudados. Os resultados da simulação numérica indicaram que a taxa de transferência de calor de aletas foi significativamente afetada pela distância e condutividade térmica das aletas (Fig. 1.6).

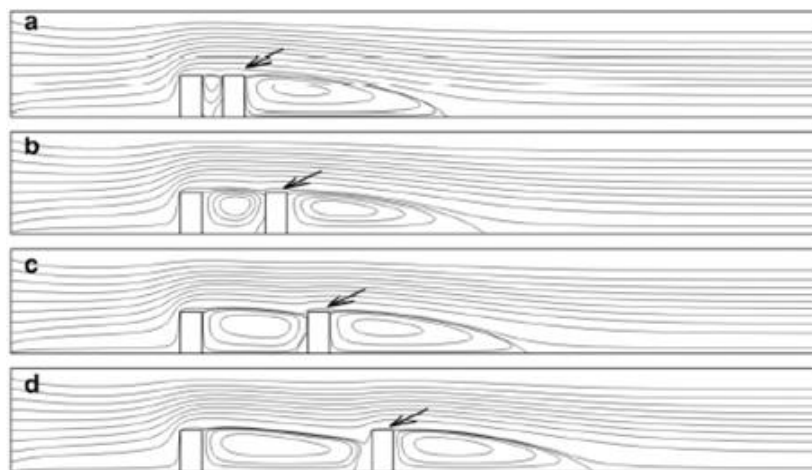


Figura 1.6 - Variações do distanciamento entre as aletas em um canal horizontal (Pishkar e Ghasemi, 2012).

Ismail et al. (2013) apresentaram um estudo numérico em um domínio tridimensional, com escoamento laminar, incompressível e transferência de calor por convecção forçada através de um dissipador de calor com micro aletas perfuradas de vários comprimentos. Tendo como objetivo do estudo otimizar a configuração geométrica de um canal com aletas para diferentes volumes de sólidos, de modo que a temperatura na configuração fosse minimizada. A otimização geométrica foi realizada utilizando um código de dinâmica de fluidos computacional (CFD), com uma ferramenta de otimização sujeita a restrições globais. Como resultado o estudo mostrou que as aletas perfuradas conseguem ter quase a mesma taxa de transferência de calor com o escoamento, mas a pressão tem uma menor queda. Os autores concluíram que aletas com perfurações circulares podem ser utilizadas tanto como aletas sólidas em uma arquitetura de escoamento.

Hernández-Gutiérrez et al. (2014) buscaram, através de simulações numéricas, analisar escoamentos em um canal vertical com quatro aletas perpendiculares ao fluxo (Fig. 1.7). O fenômeno foi explorado para um escoamento laminar com $50 \leq Re_H \leq 150$, em regime permanente, onde o fluido do escoamento foi o ar, ou seja, o número de Prandtl $Pr = 0,71$. Foi estudado o escoamento tanto com convecção natural, como com convecção forçada e ainda com convecção mista. Como resultados notaram que o Nu_H no canal aumenta à medida que se incrementa o valor do Re_H . E notaram que a existência das aletas influenciou na transferência de calor do sistema e ainda concluíram que à medida que incrementavam o número de Reynolds as zonas de recirculação do fluido aumentavam o tamanho.

Para casos envolvendo o arranjo de placas de circuito impresso, ou aletas planas verticais isotérmicas, uma análise com precisão aceitável na maioria das aplicações de engenharia, é a investigação individual de cada placa ou aleta. De acordo com Bergman et al. (2013) este fato é possível quando o espaçamento entre a razão (Altura/Largura), permite o desenvolvimento independente das camadas-limite fluidodinâmica e térmica.

Ressalta-se ainda a pesquisa de Adewumi et al. (2013), onde analisaram numérica e experimentalmente a transferência de calor em estado estacionário com convecção natural de aletas retangulares verticalmente montadas em um canal. O software FLUENT[®] foi usado para a investigação bidimensional dos efeitos das aletas na transferência de calor. Como design do escoamento, foram considerados doze diferentes dissipadores de calor de liga de alumínio com várias dimensões geométricas. Um estudo paramétrico experimental e numérico abrangente foi realizado para investigar os efeitos do espaçamento entre as aletas. Os resultados mostraram que a adição de interrupções de aletas retangulares verticalmente montadas pode melhorar consideravelmente o desempenho e que existe uma geometria ideal para que a melhoria máxima ocorra. Essa pesquisa utiliza-se do método Design Construtal para a avaliação geométrica.

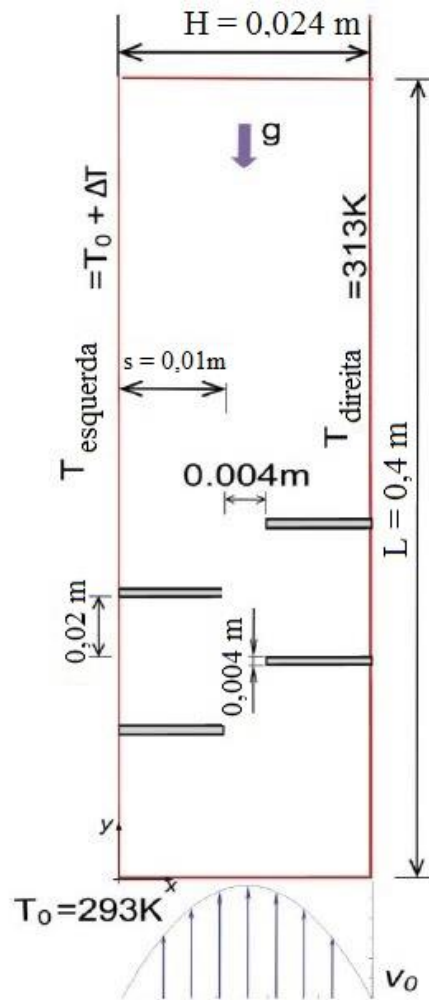


Figura 1.7 - Domínio do canal vertical com quatro aletas aquecidas em seu interior (Adaptado de Hernández-Gutiérrez et al., 2014).

1.2.2. Design Construtal

Já no âmbito do Design Construtal, Biserni et al. (2004) estudaram o efeito de uma primeira construção de cavidade em forma de “T”, como mostrado na Fig. 1.8. Geometria essa representada por três Graus de Liberdade (GL) e duas restrições. Tal configuração em formato de “T” fora utilizada como aleta para resfriamento de um sólido cilíndrico com geração interna de calor, uniformemente distribuído em Lorenzini et al. (2014a), visando nesse estudo minimizar a máxima temperatura que ocorre entre o sólido e o ambiente.

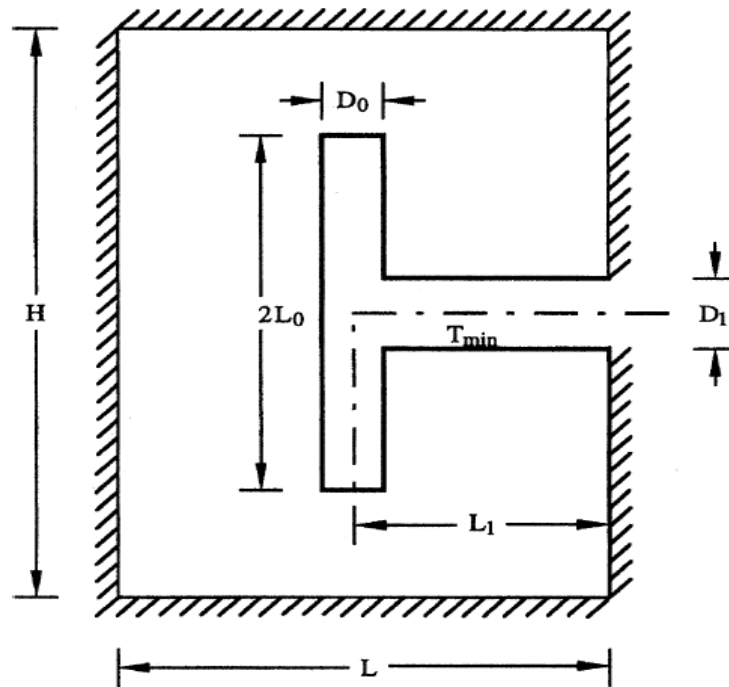


Figura 1.8 - Primeira construção de uma cavidade em forma de “T” (Biserni et al., 2004).

Um estudo semelhante foi realizado por Rocha et al. (2005), onde o Design Construtal fora utilizado para otimizar a arquitetura e maximizar o rendimento de um escoamento em uma cavidade retangular isotérmica adentrando em um sólido trapezoidal. Na análise, o sólido externo apresenta geração de calor uniforme e condições de contorno adiabáticas nas superfícies externas, enquanto que as paredes da cavidade são isotérmicas. Com o propósito de otimização, o problema possuía três graus de liberdade e duas restrições, que no caso foram à área da cavidade e a área do domínio do sólido (Fig. 1.9).

Com uma ênfase semelhante, Dos Santos et al. (2013) propuseram a aplicação do Design Construtal em uma aleta retangular introduzida em cavidade quadrada com placa superior se deslocando. Foi considerado o regime transiente e um escoamento bidimensional, sendo utilizado como fluido escoando no interior da cavidade o ar. Para o caso proposto foi considerada uma cavidade quadrada. O objetivo do trabalho foi a maximização da transferência de calor por convecção forçada na aleta e, para isto, foi realizada uma análise para diferentes números de Reynolds. Para cada análise, o grau de liberdade (H_1/L_1) foi variado considerando-se a área da cavidade e a área da aleta fixas ($\phi = A_f/A = 0,05$). Obteve-se a máxima taxa de transferência de calor usando uma geometria ótima ($(H_1/L_1)_o = 0,3$ para um número de Reynolds igual a 1000).

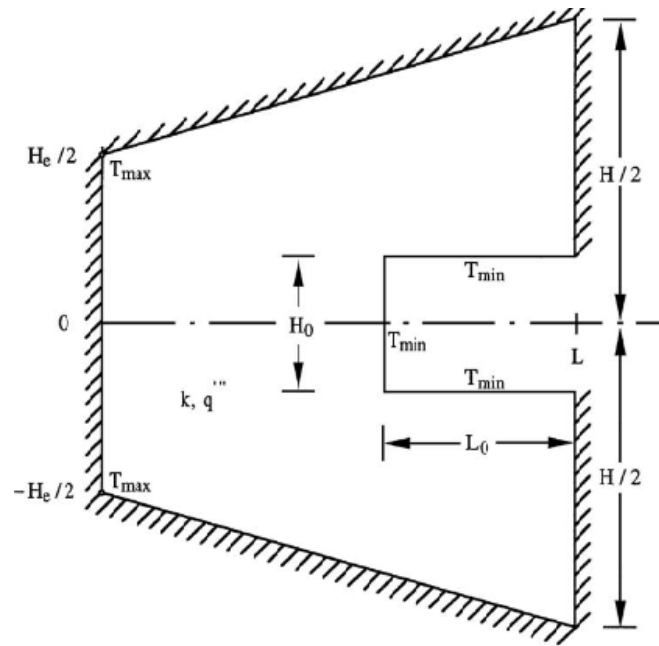


Figura 1.9 - Intrusão lateral isotérmica em um corpo trapezoidal bidimensional com geração de calor (Rocha et al., 2005).

Xie et al. (2010), otimizaram uma aleta em forma de um duplo “Y”, visando minimizar a resistência térmica máxima da cavidade com o sólido. Esse estudo, por envolver uma geometria bastante complexa, possibilitou e motivou os autores a investigarem seis Graus de Liberdade para o problema, sendo eles: α , β , L_1/L_0 , L_2/L_1 , t_1/t_0 e t_2/t_1 , como mostra a Fig. 1.10, gerando um ganho de 36,37% da melhor geometria estudada comparada a um “Y” simples.

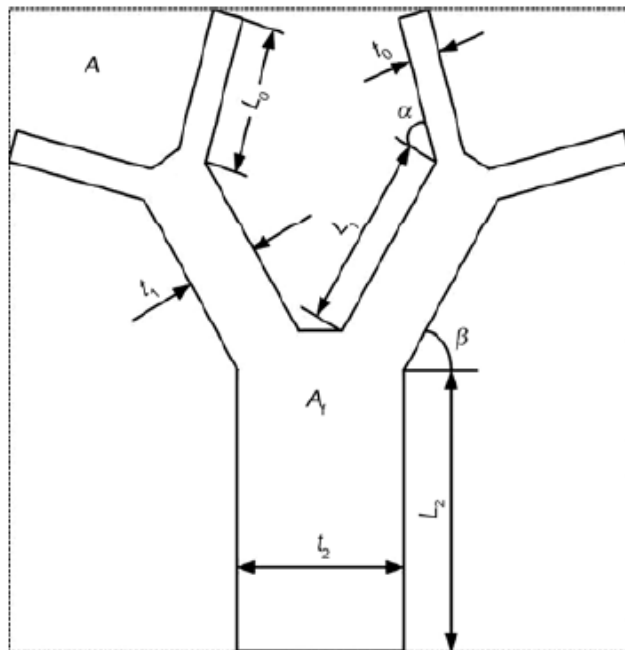


Figura 1.10 - Aleta em forma de duplo “Y” (Xie et al., 2010).

Ainda destacam-se outras geometrias que foram objetos de estudos, como a cavidade em forma de “X”, analisada por Lorenzini et al. (2014 b) e a cavidade em forma de “H”, investigada no trabalho de Biserni et al. (2007), que foram relevantes para a possibilidade de estudos com geometrias mais complexas.

Lorenzini e Rocha (2009) investigaram uma cavidade em forma de “T-Y” inserida em um sólido com geração de calor e superfícies externas isoladas, ou seja, havendo troca térmica somente através da cavidade. O objetivo do trabalho foi reduzir a resistência térmica global e reduzir a máxima temperatura entre o sólido e o ambiente. Basearam-se no domínio ilustrado na Fig. 1.11, para otimizar a geometria através do Design Construtal. Esse processo de otimização considerou três GL, sendo eles: H_0/L_0 , H_1/L_1 e H_2/L_2 , relações que podem ser observadas na Fig. 1.11 e ainda como restrições para o problema assumiram H/L fixo, ou seja, a área da cavidade fixa e também uma razão entre a área da cavidade e a área auxiliar criada.

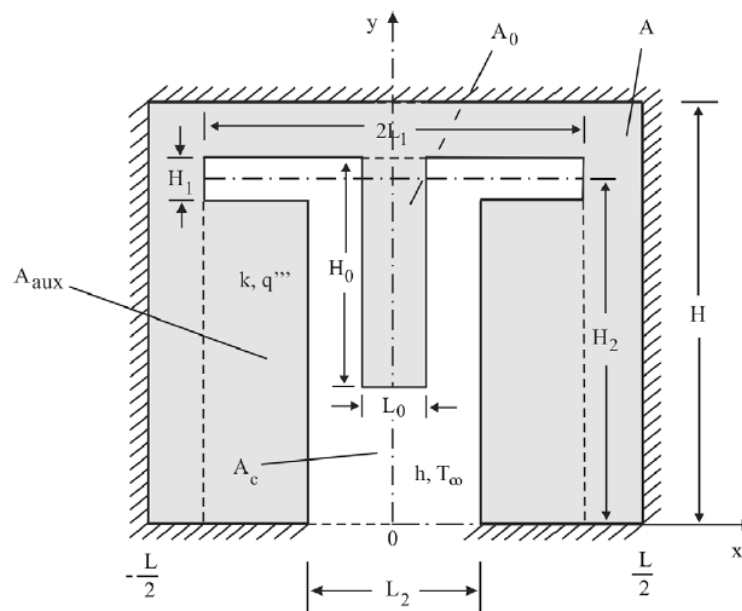


Figura 1.11 - Cavidade “T-Y” inserida em sólido com geração de calor (Lorenzini e Rocha, 2009).

A partir do estudo dessa última cavidade, Lorenzini et al. (2012) analisaram a cavidade “T-Y” com a inserção de duas cavidade retangulares nas laterais do sólido, mostrada na Fig. 1.12. O diferencial deste trabalho se dá pelo estudo de dois designs: as cavidades laterais dentro da área auxiliar e as cavidades fora da área auxiliar. No primeiro design, onde as cavidades estavam dentro da área de restrição, obteve-se a máxima temperatura do domínio minimizada uma vez e otimizando a relação. E no segundo design, onde as cavidades poderiam adentrar mais no sólido, foi feita uma

análise do quarto nível de otimização, que resultou em um melhor desempenho térmico, pelo motivo de não ter um limitador.

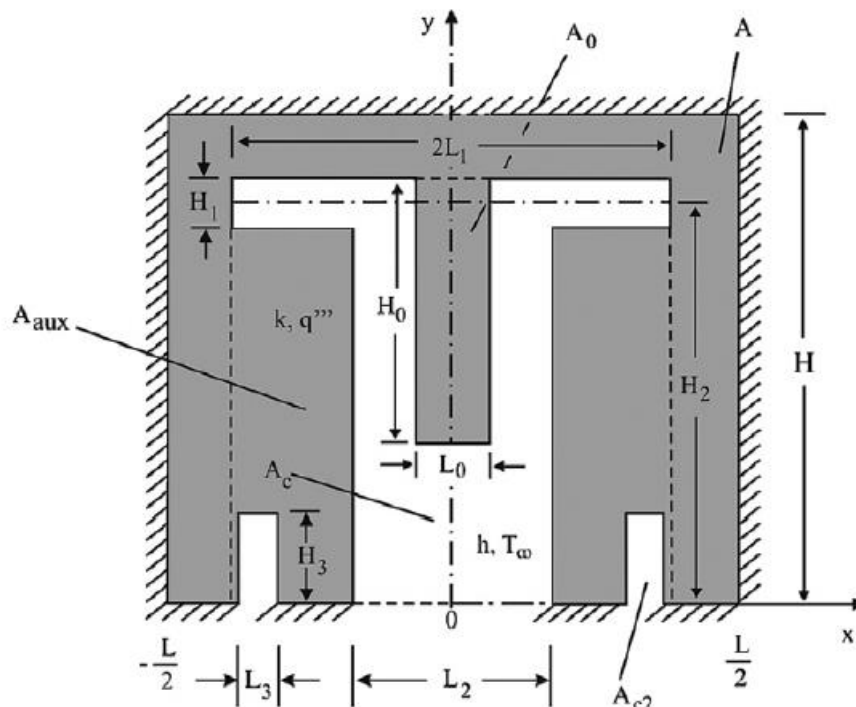


Figura 1.12 - Cavidade “T-Y” com intrusão de cavidades laterais (Lorenzini et al., 2012).

Pode-se observar durante a revisão acerca de aplicações do Design Construtal que as pesquisas apresentam uma elevação do grau de complexidade da forma de estudo. Com isso, também impulsionou a mais variações das formas geométricas e uma melhor distribuição das imperfeições. De uma forma sintetizada, acrescentou-se Graus de Liberdade gradativamente até alcançar a quantidade máxima de otimização da forma.

Visto a diversidade de otimizações de cavidades utilizando o método de Design Construtal, e a necessidade e importância de pesquisas de geometrias para canais aletados com transferência de calor por convecção, objetiva-se no presente trabalho vincular essas duas linhas em uma pesquisa.

Dessa forma, realiza-se um estudo de canais com aletas, semelhantes aos que foram apresentados na primeira seção do estado-da-arte. Contudo, aqui há uma aplicação inédita da avaliação geométrica desses canais, pois a mesma é realizada através do Design Construtal. Mediante a não existência na literatura de pesquisas de otimização geométrica desse tipo de problema com essa metodologia, o mesmo tem contribuição para a literatura de sistemas aletados e também para a literatura de Design Construtal.

1.3. Objetivos

Nesta seção apresentam-se os objetivos geral e específicos do presente trabalho acerca do estudo geométrico a ser realizado com a aplicação do método de Design Construtal.

1.3.1. Objetivo Geral

Aplicar a modelagem computacional e o método Design Construtal para otimizar a geometria de um canal aletado bidimensional com um escoamento laminar e em regime permanente com transferência de calor por convecção mista, visando maximizar o desempenho da taxa de transferência de calor por convecção entre as aletas e o escoamento circundante.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Investigar a influência geométrica sobre a transferência de calor para diferentes números de Re_H e Gr_H ;
- Otimizar a geometria, para um sistema com duas restrições, que são as áreas do canal e das aletas ($A = H.L$ e $A_1 = H_1.L_1 = A_2 = H_2.L_2$) e três graus de liberdade (H_1/L_1 , H_2/L_2 e L_3);
- Avaliar o efeito da razão H_1/L_1 (razão entre altura e largura da aleta a montante do escoamento) sobre a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (q);
- Avaliar o efeito da razão H_2/L_2 (razão entre a altura e largura da aleta a jusante do escoamento) sobre a taxa de transferência de calor uma vez maximizada (q'_m);
- Avaliar o efeito da razão H_2/L_2 sobre a razão H_1/L_1 uma vez otimizada ($(H_1/L_1)_o$);
- Analisar a influência do Grau de Liberdade L_3 sobre o q'_m ;
- Avaliar o efeito dos números de Reynolds ($Re_H = 10, 100$ e 200) e de Grashof ($Gr_H = 10^3, 10^4$ e 10^5) sobre a taxa de transferência de calor três vezes maximizada (q'_{mmm}) e suas respectivas geometrias ótimas: $(H_1/L_1)_{ooo}$, $(H_2/L_2)_{oo}$ e $(L_3)_o$.
- Avaliar o efeito geométrico sobre as distribuições dos campos de temperaturas para diferentes números de Reynolds e Grashof.

1.4. Delineamento do texto

Para uma melhor compreensão da estrutura textual, o presente trabalho será organizado da seguinte forma:

Capítulo 2: Fundamentação Teórica

No capítulo 2 serão descritos alguns fundamentos básicos do mecanismo de transferência de calor por convecção nas diferentes formas, convecção forçada, natural e mista. Posteriormente, serão apresentadas definições e fundamentos da Teoria Construtal, tais como, a Lei Construtal, o método Design Construtal e um a aplicação do Design Construtal em um problema da literatura.

Capítulo 3: Modelagem Matemática

Neste capítulo será apresentada a descrição do problema, ou seja, a geometria, as condições iniciais e de contorno. Em seguida, serão expostas as equações de conservação de quantidade de movimento, de energia e de massa, com as simplificações impostas para o problema proposto. Fechando esse capítulo, mostra-se a análise do problema no âmbito do método do Design Construtal, como as restrições impostas, os graus de liberdade a serem otimizados e ainda a árvore de simulações realizadas nesse processo de busca exaustiva.

Capítulo 4: Modelagem Numérica

No capítulo 4 será exposta a modelagem numérica, tais como os parâmetros definidos para a realização das simulações, os softwares utilizados para as etapas de pré-processamento, processamento e pós-processamento. De uma forma geral, apresentar o método numérico conhecido com Método dos Volumes Finitos, além dos esquemas de discretização utilizados para a solução do problema.

Capítulo 5: Verificação do Modelo Numérico

No capítulo 5 apresenta-se o problema simplificado da literatura utilizado para verificação do modelo computacional desenvolvido no software FLUENT[®]. Também será exposto o teste de independência de malha e os resultados comparativos do regime permanente e transiente entre si, e com os dados da literatura, de modo a possibilitar o emprego da metodologia para o presente trabalho.

Capítulo 6: Resultados e Discussões

No capítulo 6 mostram-se os resultados da pesquisa, tais como os gráficos do efeito de cada grau de liberdade e parâmetros que foram variados sobre o comportamento térmico do sistema, além dos campos de temperatura e velocidade para alguns casos simulados nos vários parâmetros analisados.

Capítulo 7: Conclusões e Propostas Futuras

Por fim, neste último capítulo ressaltam-se as conclusões a respeito do estudo realizado, indicando uma geometria ótima para esse tipo de problema, bem como as propostas de continuidade do trabalho.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são definidos conceitos básicos sobre o mecanismo de transferência de calor por convecção e também os fundamentos do Método Design Construtal, como o seu surgimento e sua aplicação em problemas da literatura de estudo geométrico.

2.1. Transferência de Calor por Convecção

A transferência de calor é definida como a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço. Essa transferência de calor ocorre basicamente por três diferentes modos. Quando existe um gradiente de temperatura em um ambiente estacionário que pode ser um sólido ou um fluido, tem-se a transferência de calor através do meio denominada condução. Em contraste, o termo convecção se refere à transferência de calor que ocorrerá entre uma superfície e um fluido em movimento quando eles estiverem a diferentes temperaturas. O terceiro modo de transferência de calor é chamado de radiação térmica. Todas as superfícies com temperaturas não nulas emitem energia na forma de ondas eletromagnéticas. Desta forma, na ausência de um meio interposto participante, há transferência de calor líquida, por radiação, entre duas superfícies e diferentes temperaturas (Incropera et al., 2007).

Especificamente, aqui trata-se da transferência de calor por convecção, que abrange dois mecanismos distintos. Além da transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório (difusão), a energia também é transferida através do movimento global do fluido. Esse movimento do fluido está associado ao fato de que, em um instante qualquer, um grande número de moléculas está se movendo coletivamente ou como agregado. Tal movimento, na presença de um gradiente de temperatura, contribui para a transferência de calor. Como as moléculas nos agregados mantêm seus movimentos aleatórios, a transferência total de calor é, então, devida à superposição do transporte de energia pelo movimento aleatório das moléculas com o transporte devido ao movimento global do fluido. É comum usar o termo convecção para fazer referência a esse transporte cumulativo e o termo advecção para fazer referência ao transporte devido ao movimento global do fluido (Incropera et al., 2007).

A transferência de calor por convecção entre uma superfície e o fluido é descrita pela lei de resfriamento de Newton que afirma que o fluxo de calor é proporcional à diferença de temperatura

entre a superfície e o fluido e uma constante denominada coeficiente de transferência de calor (Bejan, 2004):

$$q'' = h(T - T_\infty) \quad (2.1)$$

onde é q'' o fluxo de calor [W/m^2], h o coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] e $(T - T_\infty)$ é a diferença de temperatura entre o corpo e o fluido [K].

Próximo à superfície, o fluxo de calor é dominado pela difusão, sendo estabelecido por:

$$q'' = -k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (2.2)$$

sendo o k é a condutividade térmica do fluido [W/mK].

Com base na aplicação de um balanço de energia próximo da superfície, o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) pode ser definido por:

$$h = -k \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}}{(T - T_\infty)} \quad (2.3)$$

A razão entre a transferência de calor por convecção e condução é conhecida como número de Nusselt. O Nusselt (Nu_H) representa o gradiente de temperatura (adimensional) na superfície e fornece uma medida do coeficiente de transmissão de calor por convecção e é definido como:

$$Nu_H = \frac{hH}{k} \quad (2.4)$$

sendo H o comprimento característico do escoamento [m].

Visando caracterizar o escoamento na região da camada limite, mostra-se uma relação adimensional conhecida como número de Reynolds. O número de Reynolds (Re_H) é um dos parâmetros que define o comportamento fluidodinâmico do escoamento. Esse número é dado por:

$$Re_H = \frac{\rho v H}{\mu} \quad (2.5)$$

onde o ρ é a massa específica do fluido [kg/m^3], v é a velocidade do escoamento [m/s] e μ é a viscosidade dinâmica do fluido [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$].

Após caracterizar e definir a transferência de calor por convecção cabe também ressaltar que a mesma pode ocorrer de três diferentes formas. São elas: convecção forçada, natural e mista.

A convecção forçada é dividida em convecção forçada interna e externa. A convecção forçada interna é caracterizada pelo escoamento de um fluido no interior de paredes sólidas, como tubulações de trocadores de calor e cavidades. Já a convecção forçada externa ocorre quando, devido a um agente externo como, por exemplo, um ventilador, soprador ou bomba, o fluido é induzido a percorrer um objeto aquecido (Bejan e Kraus, 2003). Esses dispositivos, como o ventilador, fazem com que a taxa de transferência de calor aumente em relação à convecção natural, como mostra a Fig. (2.1).



Figura 2.1 - Convecção forçada em fonte de calor (Project 2R, 2015).

Na convecção forçada necessita-se introduzir mais um grupo adimensional, que depende apenas das propriedades do fluido. O número de Prandtl (Pr), que expressa a razão entre difusividades, é definido por,

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.6)$$

onde α é a difusividade térmica [m^2/s].

A convecção natural ocorre quando o fluido move-se naturalmente devido à diferença de massa específica, ou seja, sempre que um corpo é colocado em um fluido, seja ele com temperatura mais elevada ou menos elevada (Bejan, 2004). A Figura 2.2 é um exemplo de convecção natural, onde o fluido move-se apenas por influência natural.

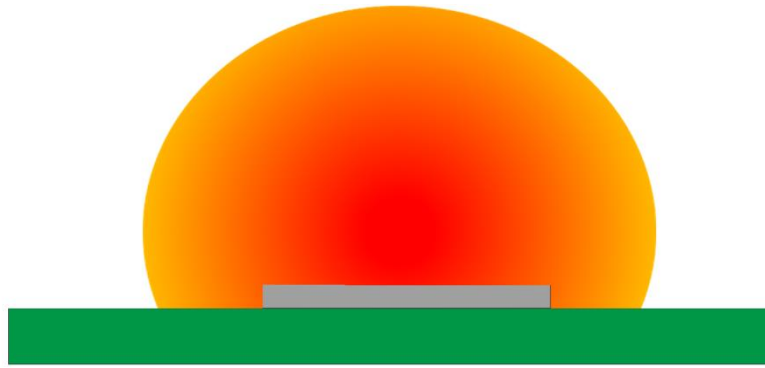


Figura 2.2 - Convecção natural em fonte de calor (Project 2R, 2015).

A convecção mista é uma combinação entre a convecção forçada e a natural, a qual pode ter predominância de uma das mencionadas. Na convecção mista, pode-se definir o número de Grashof (Gr_H), usado para estabelecer uma relação entre as forças de empuxo e as forças viscosas, dado por:

$$Gr_H = \frac{g\beta(T - T_\infty)H^3}{\nu^2} \quad (2.7)$$

onde o g é a aceleração da gravidade [m/s^2] e β é o coeficiente de expansão térmica [$1/K$].

Essa dominância de um mecanismo (convecção natural ou forçada) pode ser calculada pelo número de Richardson (Ri). Esse adimensional, que expressa a relação entre a energia potencial e energia cinética de um fluido, é definido por:

$$Ri = \frac{Gr_H}{Re_H^2} \quad (2.8)$$

A partir do adimensional apresentado na Eq. (2.8) é possível classificar o tipo de convecção :

- $Ri \ll 1$ – convecção forçada;
- $Ri \cong 1$ – os dois mecanismos tem igualdade de forças que movimentam o fluido;
- $Ri \gg 1$ – convecção natural.

2.2. Fundamentos da Teoria Construtal

Nesse segundo momento, serão apresentados definições e exemplos sobre a Teoria Construtal, a Lei Construtal e o método Design Construtal, bem como um exemplo de otimização geométrica já estudado.

Denomina-se Teoria Construtal, a teoria que relaciona o design das estruturas naturais com um princípio físico que o governa. Esse princípio físico foi chamado por Bejan (1996) como a Lei Construtal e enunciada da seguinte forma: “para que um sistema de fluxo aberto de tamanho finito persista no tempo, este deve evoluir de tal forma que forneça o mais fácil acesso às suas correntes de fluxo”. Assim, tudo o que se move pode ser definido como um sistema de fluxo que evolui no tempo: animais, plantas, rios e tudo o que se move encarregam-se de desenvolver formas e estruturas que facilitem o acesso às vias de fluxo (Bejan, 2012).

Definindo de que tudo onde há movimento é um sistema de fluxo que evolui no tempo, gera design e evolui são um fenômeno universal. Todos os designs ou projetos existentes são manifestações desta tendência da natureza de gerar formas e estruturas para facilitar o acesso ao fluxo. Sistemas com fluxo não querem se mover mais facilmente, eles não procuram um acesso maior à uma corrente que flui através dele. Eles fazem isso porque eles são governados pela lei constructal. A ideia principal é que ocorre um design sem haver um designer/projetista, isto é uma lei/princípio físico (Bejan, 2012).

Esses tipos de sistema com uma corrente de fluxo podem ser observados nas mais diferentes escalas. As árvores, Fig. 2.3 (a), a formação de cristal de gelo, Fig. 2.3 (b), o raio, Fig. 2.3 (c), o rio, Fig. 2.3 (d), os pulmões, Fig. 2.3 (e), e cada estrada, Fig. 2.3 (f), são componentes que possuem um sistema de escoamento e estão inseridos em estruturas maiores, como florestas, rios e redes de transporte. Os componentes de diferentes tamanhos se unem facilitando o escoamento global (Bejan, 2000; Bejan e Zane, 2012).

Verificando que o processo mencionado ocorre em inúmeros casos, pode-se perceber que esses casos possuem certa semelhança na estrutura formada por suas evoluções ao longo do tempo. Mediante a isso, vincula-se a Teoria Construtal ao que chamamos de “design” e propriamente essas pequenas variações de “designs” na natureza e as semelhanças quanto à forma e estrutura revelam que o mesmo não pode acontecer por ordem do acaso. E dessa forma, evidencia-se esses sistemas de fluxo geram designs extremamente semelhantes, oriundos do princípio físico denominado Lei Construtal.

Desta forma, a Lei Construtal permite não só descrever, mas prever a evolução de todos os sistemas com fluxo. O que a Lei Construtal captura é a tendência central da natureza. Todos os sistemas,

animados e inanimados, na Terra, a força motriz por trás da evolução de tudo que flui é a geração de forma e estrutura para mover mais facilmente.

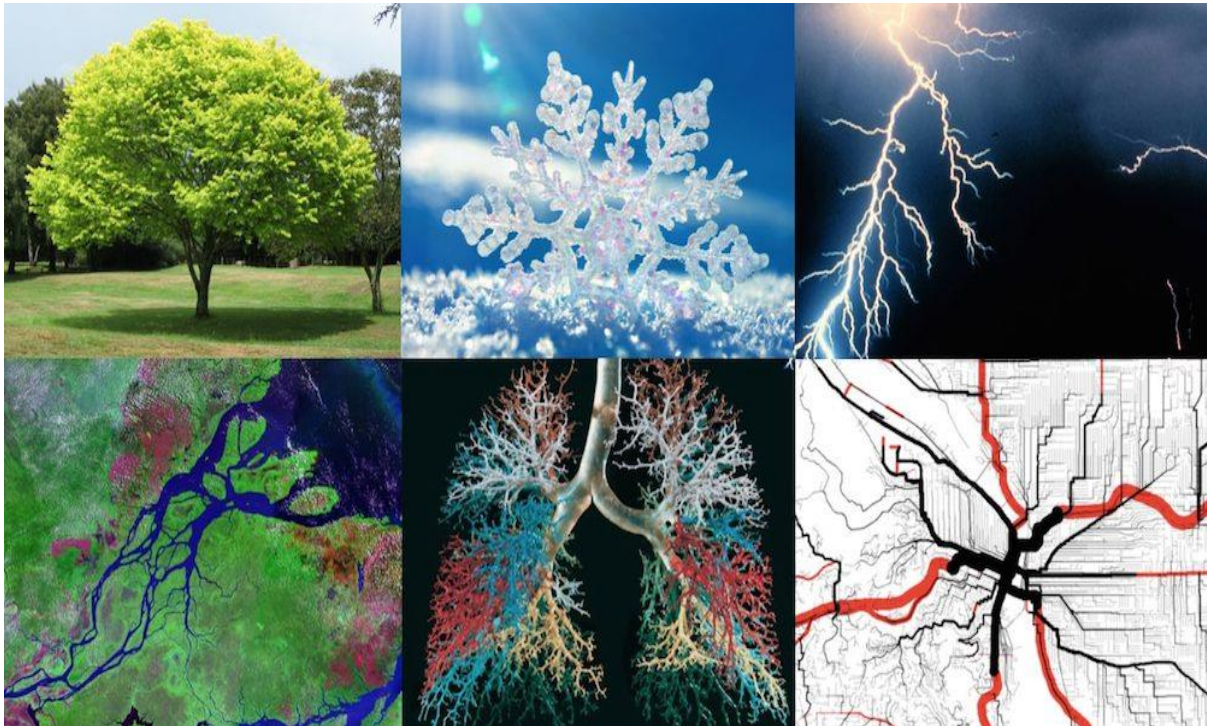


Figura 2.3 - Sistemas de fluxo que envolvem correntes que se deslocam de um ponto à uma área ou vice-versa: (a) fluxo de água através da árvore; (b) formação do cristal de gelo; (c) descarga elétrica; (d) fluxo de água em uma bacia hidrográfica, (e) fluxo de ar nos pulmões, (f) estradas de uma cidade (Bejan e Lorente, 2006).

Segundo Bejan e Lorente, 2008, pode se perceber a tendência de deslocamento dos mais variados sistemas de fluxo para suas vias de escoamento a fim de gastarem a menor energia possível. Fazendo com que esses sistemas de escoamento evitem as resistências e seu movimento aperfeiçoe o fluxo, firme seu desenho e seu ritmo e assim irá se modificando de forma natural ao longo do tempo.

Partindo do conhecimento sobre a Teoria e Lei Construtal, percebe-se a aplicabilidade de estudo em diferentes áreas, como: biofísica, geofísica e sistemas naturais, nas quais as geometrias se modificam a fim de alcançar um objetivo que é a minimização da resistência global para suas correntes (Bejan, 2000 e Bejan e Lorente, 2008).

Na busca por otimização, a Lei Construtal foi aplicada para design de sistemas, ganhando essa aplicação o nome de Design Construtal (Bejan, 2008). Essa lei não trata da obtenção de mínimo ou máximo, visto que o princípio não trata sobre o destino, mas sim sobre a direção em que a

evolução ocorre, em busca do sistema menos imperfeito. Dessa forma, o Design Construtal é aplicado, visando a partir da definição dos objetivos e restrições dos problemas a melhor distribuição das imperfeições (Bejan e Lorente, 2008).

A Teoria Construtal aborda em síntese a minimização das imperfeições de um sistema. Ela não é um meio de otimização, mas sim uma visualização de que a forma geométrica e estrutura dos sistemas de fluxo seguem um princípio físico de distribuição das imperfeições.

Um exemplo, não mencionado anteriormente no estado da arte, será apresentado de uma forma mais detalhada nesse momento a fim de melhorar o entendimento do processo do estudo geométrico utilizando essa metodologia.

O estudo realizado por Lorenzini et al. (2014) para a otimização geométrica de uma cavidade em forma de Y, mostrado na Fig. 2.4., tem como objetivo distribuir a cavidade de forma a minimizar a máxima temperatura em excesso no domínio sólido com geração de calor. Para o problema abordado, a cavidade possui 5 incógnitas (L_1 , L_0 , t_1 , t_0 e α) que devem ser variadas para uma completa avaliação geométrica da cavidade, mais duas incógnitas para o domínio sólido (H e L). O problema é submetido a 3 restrições: área total do domínio sólido, área da cavidade e uma área auxiliar (que foi empregada apenas com o intuito de se avaliar menos um grau de liberdade e restringir o espaço de busca). Por se tratar de um problema não fechado, com 3 equações (para as restrições) e 7 incógnitas, são requeridos 4 graus de liberdade, que neste caso foram: H/L , t_1/t_0 , L_1/L_0 e α . No primeiro nível de otimização, o valor de α é variado e as demais razões geométricas são mantidas constantes. A menor temperatura máxima em excesso (θ_{\max}) encontrada será a temperatura máxima em excesso uma vez minimizada ($(\theta_{\max})_m$) e a respectiva geometria ótima é denominada uma vez minimizada, neste caso α_o . Em um segundo nível de otimização, o valor de α é variado novamente para diferentes razões de L_1/L_0 . A menor temperatura encontrada será a temperatura máxima em excesso duas vezes minimizada ($(\theta_{\max})_{mm}$) e as respectivas geometrias ótimas serão a razão L_1/L_0 uma vez otimizada, $(L_1/L_0)_o$, e o ângulo α será duas vezes otimizado, α_{oo} . Posteriormente, se permite a variação de um terceiro grau de liberdade e assim por diante. No estudo em questão, a máxima temperatura em excesso foi minimizada 4 vezes, $(\theta_{\max})_{mmmm}$, obtendo-se geometrias quatro vezes otimizadas, $(H/L)_o$, $(t_1/t_0)_{oo}$, $(L_1/L_0)_{ooo}$ e α_{oooo} .

Tal processo, apresentado na Fig. 2.4, será realizado de forma semelhante no presente trabalho, porém aqui objetiva-se encontrar uma taxa de transferência de calor por convecção três vezes maximizada (q'_{mmm}) entre as aletas aquecidas e o escoamento circundante. Esse q'_{mmm} será encontrado após a otimização do canal para três Graus de Liberdade (H_1/L_1 , H_2/L_2 e L_3) e duas restrições (área do canal e as áreas das aletas).

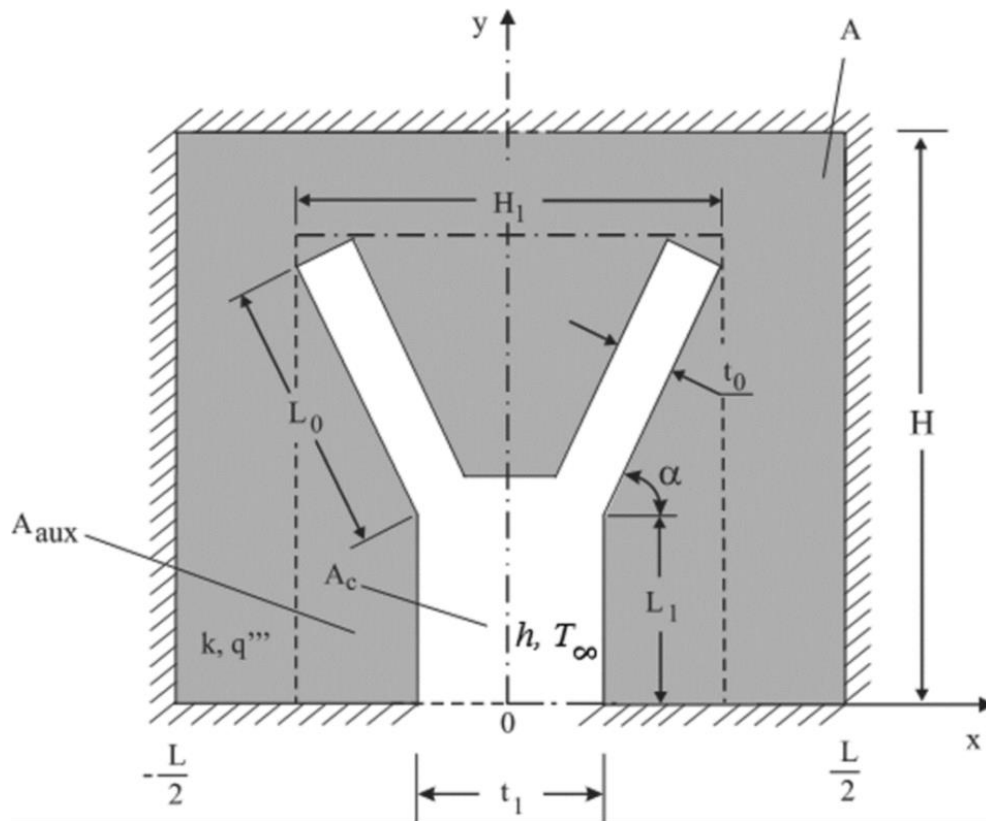


Figura 2.4 - Cavidade em Y para um corpo condutor bidimensional com geração de calor uniforme Lorenzini et al. (2014c).

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste terceiro capítulo aborda-se, inicialmente, a descrição do problema, estabelecendo-se o domínio no qual a pesquisa se desenvolveu, as condições de contorno impostas e os parâmetros propostos à análise. Além disso, são apresentados o espaço de busca das geometrias a serem avaliadas, os Graus de Liberdade e restrições, no âmbito do Design Construtal, e o processo de otimização nos seus três níveis.

No segundo momento, descreve-se o problema, fisicamente, apresentando as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia e as simplificações necessárias para o problema proposto.

3.1. Descrição do problema

O problema de pesquisa a ser analisado é um escoamento laminar com convecção mista em um canal bidimensional com duas aletas com temperaturas prescritas altas (T_w). Na superfície de entrada do canal são impostos perfis de velocidades (u_∞) e temperaturas (T_∞) constantes. A velocidade u_∞ é imposta em função do número de Re_H a ser definido. Também está sendo considerado que $T_\infty < T_w$. Com relação às condições fluidodinâmicas, as superfícies inferior e superior (região hachurada da Fig. 3.1) e das aletas possuem condição de não-deslizamento e impermeabilidade. E ainda na saída do canal, aplica-se a condição de *pressure-outlet*, ou seja, é imposta a condição de pressão manométrica para o campo fluidodinâmico e fluxo nulo para o campo térmico. Além disso, destaca-se que o sentido da aceleração do campo gravitacional é negativo no eixo y , como indicado na Fig. 3.1. Com essas condições, simula-se um escoamento onde ocorrerá uma transferência de calor entre o ar que entra com uma temperatura baixa e as duas aletas com temperaturas prescritas altas.

Define-se o fluido do escoamento como sendo o ar, ou seja, o número de Prandtl com o valor de 0,71. Onde esse número adimensional definido por $Pr = \nu/\alpha$, dependendo apenas das características do fluido. Quanto aos escoamentos analisados, os mesmos também são caracterizados por dois adimensionais: o primeiro é o número de Reynolds, que foi considerado igual a 10, 100 e 200, e o segundo é o número de Grashof, que foi considerado com os valores de: 10^3 , 10^4 e 10^5 .

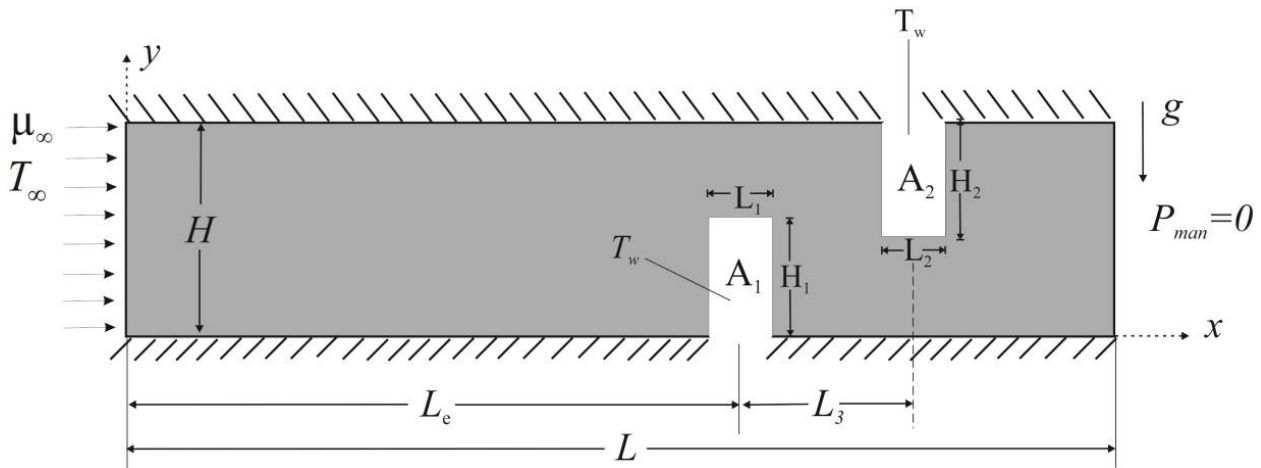


Figura 3.1 - Domínio Computacional do problema de pesquisa.

Quanto à geometria, considerou-se a restrição da área do canal ($A = H.L$), como sendo 40000 mm^2 , visto que as dimensões do canal são: $H=50\text{mm}$, $L=800\text{mm}$ e $L_e=500\text{mm}$. A área das aletas ($A_1 = H_1.L_1$ e $A_2 = H_2.L_2$) são mantidas fixas, além de, no presente estudo, serem consideradas iguais entre si. Essa condição de igualdade é uma opção da pesquisa, visto que estas áreas poderiam ser distintas uma da outra. Com essa restrição para as áreas das aletas, tem-se também uma restrição da ocupação das aletas em relação à área total do canal, definida por $\phi_1 = \phi_2 = 0,0125$. A partir dessas restrições, busca-se uma geometria otimizada na razão para as dimensões da aleta a montante (H_1/L_1) e também para a razão da aleta a jusante do escoamento (H_2/L_2), e ainda o distanciamento entre os centros das aletas (L_3) para que se obtenha a maximização da taxa de transferência de calor por unidade de comprimento, que é dado por q' (W/m), do fluido com as aletas para um escoamento em regime permanente.

O processo de otimização é realizado pela busca exaustiva com o método de Design Construtural, observado na Fig. 3.2, onde o diagrama de árvore montado tem a finalidade de estabelecer essa recomendação de geometria ótima. Iniciando, em um primeiro nível de otimização, onde a razão H_1/L_1 é variada em uma faixa ($0,25 \leq H_1/L_1 \leq 4,0$) com um incremento de 0,25 e mantendo-se fixos a razão H_2/L_2 e a distância L_3 . A maior taxa obtida é a taxa de transferência de calor uma vez maximizada (q'_m) e a geometria ótima obtida é a razão $(H_1/L_1)_o$. No segundo nível de otimização, a razão H_1/L_1 é variada novamente, contudo para outra razão de H_2/L_2 e mantendo-se fixo a distância L_3 . Esse processo é repetido para todas as razões de H_2/L_2 . A taxa máxima obtida é duas vezes maximizada (q'_{mm}) e as respectivas geometrias ótimas são: $(H_2/L_2)_o$ e $(H_1/L_1)_{oo}$. No terceiro nível de otimização, todo esse processo de variação de geometrias é realizado para diferentes magnitudes de L_3 . A máxima taxa obtida é três vezes maximizada (q'_{mmm}) e as respectivas geometrias ótimas são: $(L_3)_o$, $(H_2/L_2)_{oo}$ e $(H_1/L_1)_{ooo}$. Com as variações geométricas e dos parâmetros foram realizadas um total de 5184 simulações.

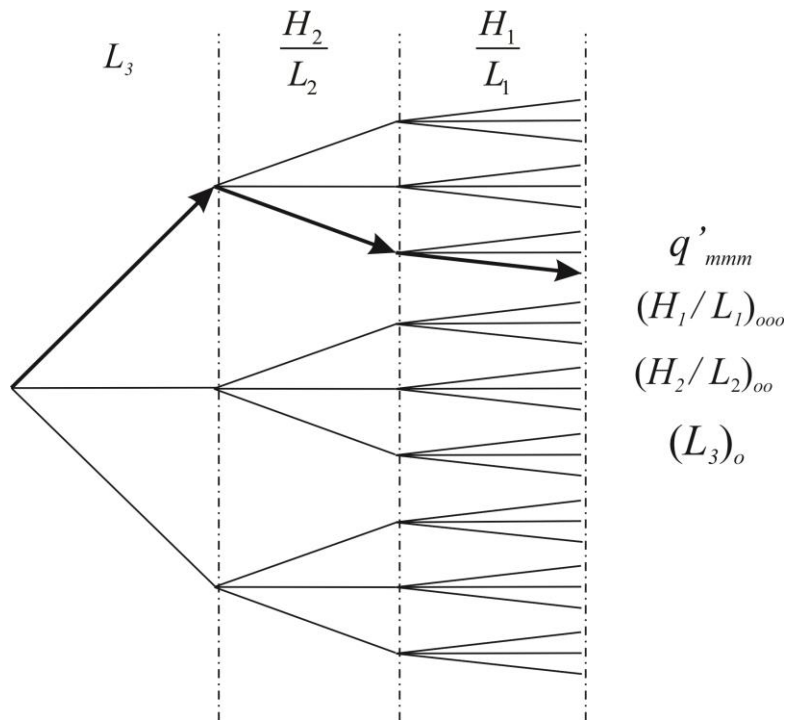


Figura 3.2 - Esquema ilustrando o processo de otimização realizado aplicando o método Design Construtal com mecanismo de busca exaustiva.

3.2. Equações de Conservação

Para a análise desse escoamento interno sujeito à convecção mista em regime laminar, considerando o ar como fluido, resolvem-se as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia.

De acordo com Bejan (2004), a equação de conservação da massa ou equação da continuidade, para escoamentos incompressíveis e com propriedades físicas constantes, é definida como:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.7)$$

onde x e y são as coordenadas espaciais [m] e, u e v são as componentes da velocidade nas direções x e y [m/s].

A conservação da quantidade de movimento para um sistema de coordenadas cartesianas pode ser descrito nas direções x e y , respectivamente por:

$$\rho_{\infty} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial P}{\partial x} - \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (3.8)$$

$$\rho_{\infty} \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial P}{\partial y} - \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho_{\infty} g \beta (T_w - T_{\infty}) = 0 \quad (3.9)$$

onde ρ_{∞} é a massa específica do fluido em uma temperatura de referência [kg/m^3], P é a pressão estática do fluido [N/m^2], μ é a viscosidade dinâmica do fluido [kg/ms], g é aceleração da gravidade na direção y [m/s^2], β é o coeficiente de expansão térmica [$1/\text{K}$], T_w é a temperatura nas aletas [K] e T_{∞} é a temperatura de referência [K].

E por último, a equação da conservação da energia simplificada pelas hipóteses simplificativas estabelecidas para o problema, é escrita da seguinte forma:

$$\rho_{\infty} C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) - k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (3.10)$$

onde C_p é o calor específico à pressão constante [J/kg.K], e k é a condutividade térmica do fluido [W/m.K].

O problema, apesar de ser analisado no regime permanente, necessita da imposição de um campo tentativo para a sua solução numérica. Com isso, toma-se para esse campo uma temperatura de referência $T_{\infty} = 300 \text{ K}$, impõe-se uma temperatura alta prescrita nas duas aletas $T_w = 330 \text{ K}$ e uma velocidade u_{∞} para todo o domínio, onde essa última é estabelecida de acordo com o Reynolds analisado.

4. MODELAGEM NUMÉRICA

A Mecânica de Fluidos Computacional (do inglês: *Computational Fluid Dynamic – CFD*) consiste na análise de sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferências de calor e fenômenos associados a reações químicas através de modelação numérica, ou seja, recorrendo a meios computacionais (Maliska, 2004).

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), para a solução de problemas através de simulações numéricas necessita-se executar três etapas, sendo elas: pré-processamento, processamento e pós-processamento.

No presente estudo, o software GAMBIT[®] foi utilizado para o pré-processamento do problema, isto é, será realizada a geração do domínio computacional, a malha para o domínio e também foram definidas os tipos de condições de contorno nas fronteiras.

Já a imposição das condições de contorno e inicial, e a solução das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, etapa conhecida como processamento, foi obtida com o software FLUENT[®]. Esse software baseia-se no Método dos Volumes Finitos (MVF), método numérico para a solução dessas equações (ANSYS, 2007). E ainda, o pós-processamento será realizado no mesmo software, além de utilizar ferramentas de plotagem de gráficos e geração de tabelas de dados para essa etapa.

Pode-se resolver um problema de transferência de calor utilizando-se vários métodos numéricos, o Método de Diferenças Finitas (MDF), Método de Elementos Finitos (MEF) ou Método dos Volumes Finitos (MVF). Porém alguns métodos tornam-se mais apropriados para a solução de um tipo específico de problema (Maliska, 2004).

Entende-se que para o problema proposto o MVF é viável, visto que o método pode ser aplicado a qualquer tipo de malha, adaptando-se a geometrias complexas e satisfaz os princípios fundamentais de conservação em níveis discretos, ou seja, as equações aproximadas representam a conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia, em nível de volumes finitos. Isso evita o surgimento de fontes ou sumidouros de tais quantidades. Dessa forma, o método é indicado à aplicação em problemas de mecânica dos fluidos e transferência de calor (Maliska, 2004).

4.1. Método dos Volumes Finitos (MVF)

Uma definição simplificada para o MVF é “um método de solução de equações diferenciais parciais na forma de equações algébricas”. Derivado do MEF, esse método faz uso de pequenos

volumes de controle, os quais menores possíveis, resultam em melhores aproximações dos resultados quando comparados aos valores obtidos por uma solução aproximada da exata das equações de governo do fenômeno físico investigado (Maliska, 2004; Patankar, 1980; Versteeg e Malalasekera, 2007).

O procedimento básico de aplicação do MVF é descrito por (Maliska, 2004) e pode ser realizado pelos seguintes passos:

- 1 – Identificar o domínio ou limites da região que acontece o fenômeno investigado;
- 2 – Dividir ou discretizar o domínio avaliado em pequenas partes ou volumes localizando no centroide de cada volume a variável que será calculada (Fig. 4.1);
- 3 – Integrar a equação diferencial de governo em cada volume agora chamado de volume de controle.

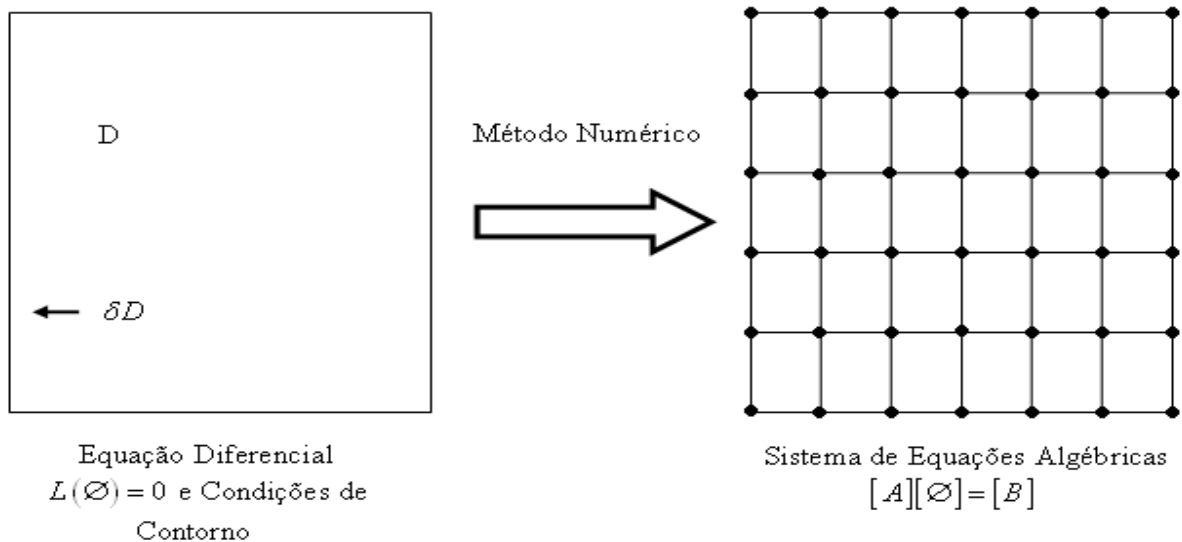


Figura 4.1 - Técnica de discretização para método numérico (Maliska, 2004).

Deste modo, todo método que, para obter equações aproximadas, satisfaz a conservação de propriedade em nível de volumes elementares é um Método de Volumes Finitos. Existem duas maneiras de obter as equações aproximadas para esta metodologia. A primeira é a realização de balanços da propriedade em questão nos volumes elementares, ou volumes finitos, e a segunda é integrar sobre o volume elementar, no espaço e no tempo, as equações na forma conservativa (Maliska, 2004).

Há uma dificuldade em resolver os termos advectivos das equações de conservação devido a sua não linearidade. Para resolver esse problema, são propostos esquemas para a solução destes termos da equação.

Uma destas formas de tratamento é a partir do esquema de advecção *upwind*. Neste esquema a direção do escoamento é levada em consideração para a realização do cálculo do valor de uma determinada variável (velocidade, temperatura) na face do volume finito. Além disso, a positividade dos coeficientes dos termos advectivos é sempre garantida, sendo geradas soluções numéricas ausentes de oscilações numéricas. Outra vantagem da função de interpolação *upwind* é a simplicidade de sua aplicação em programas CFD (Maliska, 2004, Versteeg e Malalasekera, 1995).

Em função do amortecimento numérico existente para o esquema *upwind* de primeira ordem foi empregado aqui o esquema *upwind* de segunda ordem. Para este esquema é necessário levar em consideração um maior número de células (vizinhas às células adjacentes) em relação ao esquema de primeira ordem, sendo as quantidades nas faces das células computadas por meio da abordagem da reconstrução linear multidimensional (Barth e Jespersen, 1989).

Devido a não linearidade existente nas equações governantes, no método segregado (baseado em pressão), várias iterações devem ser efetuadas até se obter a convergência.

A solução segregada das equações de conservação da quantidade de movimento e da massa, para problemas incompressíveis, gera o problema do acoplamento pressão-velocidade. Neste sentido é preciso encontrar um procedimento sequenciado e iterativo (algoritmo) que melhore a estimativa do campo de pressão de modo que o campo de velocidade se aproxime progressivamente da solução que satisfaça a equação da continuidade na forma discretizada (Versteeg e Malalasekera, 1995).

Os campos de velocidades podem ser avançados no tempo empregando a equação da conservação da quantidade de movimento. Já o campo de pressões não possui uma equação que relacione o seu avanço no tempo. Lembrando que a equação da conservação da quantidade de massa é somente uma restrição a ser obedecida pelo campo de velocidades e não serve de evolução de nenhuma variável no tempo (Dos Santos, 2013; Maliska, 2004).

No presente trabalho, o algoritmo SIMPLEC (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent*) será utilizado para o acoplamento pressão-velocidade.

Os resíduos empregados para a convergência das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia foram $R_{\text{massa}} < 10^{-6}$, $R_{\text{movimento}} < 10^{-6}$ e $R_{\text{energia}} < 10^{-8}$.

As simulações numéricas foram realizadas usando um computador com processador Intel i5 com 2.2 GHz de clock e 8GB de memória RAM. O tempo de processamento para cada simulação foi em média de 1.20×10^2 s.

4.2. Teste de Independência de malha

Para que o modelo numérico solucione as equações de conservação, necessita-se uma divisão do domínio em vários volumes ou elementos. Essa divisão de um domínio em inúmeros elementos é denominada malha computacional. A malha utilizada pode ser vista na Fig. 4.2, onde o domínio foi subdividido em volumes finitos triangulares. Onde essa opção, da divisão do domínio em triângulos, é utilizada devido a algumas configurações das dimensões das aletas não se ajustarem a uma malha regular retangular.

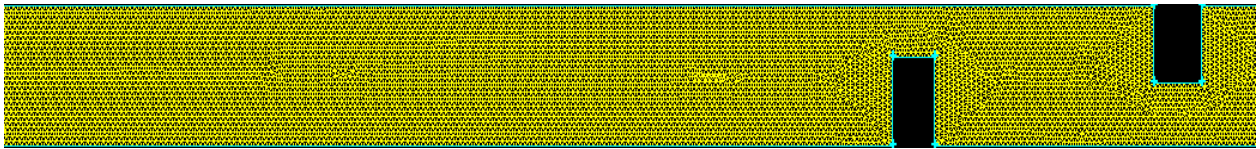


Figura 4.2 - Malha empregada no estudo numérico.

Primeiramente, foi realizado um estudo de independência de malha do domínio computacional empregado. As malhas investigadas foram divididas no seguinte número de volumes triangulares: 5558, 9952, 13952, 17332, 22180 e 28776. Os resultados mostrados na Tab. 3.1 indicam que se obteve o critério $|(T_{\max}^j - T_{\max}^{j+1}) / T_{\max}^j| < 3.0 \times 10^{-7}$ na malha M5, com 22180 volumes. Em função disso, considera-se a malha M5 independente e a mesma será empregada no restante das simulações realizadas no trabalho. Ainda ressalta-se que a malha utilizada no estudo teve um refinamento maior nas áreas de interesse, ou seja, a malha foi mais refinada nas aletas e também na saída do canal.

Tabela 3.1 – Teste de Independência de malha

Malha	Número de células	$T_{\max(\text{saída})}(\text{K})$	$ T_{\max}^j - T_{\max}^{j+1} / T_{\max}^j $
M1	5558	309,03367	$1,54 \times 10^{-5}$
M2	9952	308,55673	$1,0 \times 10^{-5}$
M3	13952	308,87471	$5,59 \times 10^{-5}$
M4	17332	308,85743	$4,2 \times 10^{-7}$
M5	22180	308,85756	$1,29 \times 10^{-7}$
M6	28766	308,85752	-----

5. VERIFICAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

Com a finalidade de efetuar uma verificação do modelo numérico, foram realizadas simulações de um escoamento interno com convecção mista em regime laminar, no qual a geometria é um canal com duas fontes de calor. O propósito da análise foi de comparar o número de Nusselt obtido nas duas fontes com as previstas na literatura com a finalidade de verificar a metodologia empregada para a pesquisa.

A Figura 5.1 mostra o caso estudado, onde Amaral Junior (2007) analisou um escoamento interno, no regime laminar, com convecção mista num canal com duas fontes de calor na superfície inferior do mesmo. Os perfis de velocidade e temperatura são uniformes na entrada, as superfícies inferiores são mantidas adiabáticas, exceto nas fontes de calor, onde são prescritas temperaturas altas. A superfície superior é mantida com temperaturas baixas e uniformes e ainda na saída do canal, uma condição denominada no FLUENT[®] de *outflow*, que consiste na imposição de uma condição localmente parabólica (tensão e fluxos nulos), foi considerada.

Como condição inicial se considera que o fluido está em repouso, com uma temperatura ambiente $T=0$ K e as fontes com uma temperatura alta prescrita $T=1$ K e $u_{\infty}=1$ m/s.

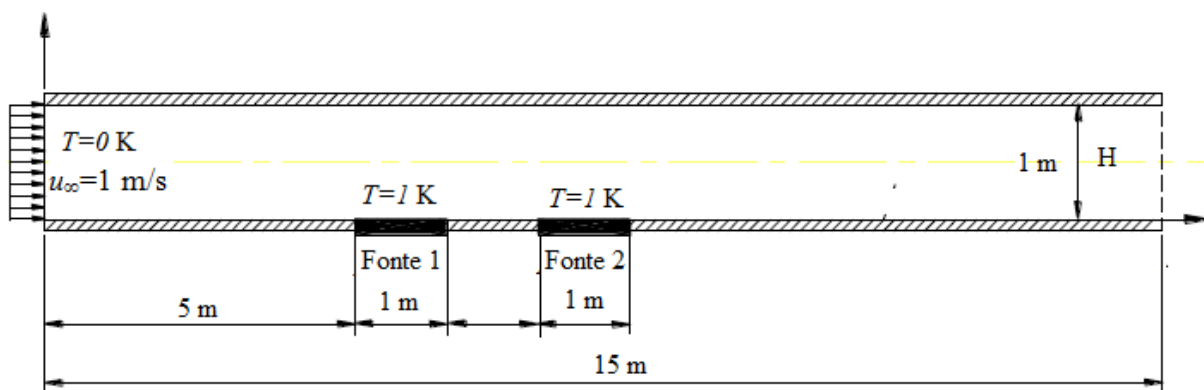


Figura 5.1 - Canal horizontal com duas fontes discretas de calor (Amaral Junior, 2007).

Para o problema foram solucionadas as equações da conservação de massa, da quantidade de movimento e da energia utilizando o MVF.

Avalia-se a transferência de calor obtendo o comportamento do número de Nusselt para cada uma das fontes para escoamentos com diferentes números de Reynolds, mais precisamente, para Re_H : 1, 50 e 100.

Para início de análise, realizou-se um teste de independência de passo de tempo, onde foram executadas simulações do problema para 1,0 s; 0,1s e 0,01s. O escoamento para a realização do tes-

te, com os parâmetros já mencionados foi executado apenas para o $Re_H = 100$, visando determinar o Nusselt (Nu_H) em ambas as fontes, como é apresentado na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Teste de independência do passo de tempo.

Passo de tempo	Nu_H na fonte 1	Nu_H na fonte 2
1,0 s	6,022387	4,3272524
0,1 s	6,022387	4,3272524
0,01 s	6,022387	4,3272524

Observa-se através dos resultados encontrados que o passo de tempo de 1,0 s se mostra independente, visto que tanto para o Nusselt da fonte 1 quanto da fonte 2 não obteve-se alteração.

Em seguida, realizou-se um teste de independência de malha, obtendo uma malha 7200 volumes, concordante com a malha utilizada na literatura, como mostra a Tabela 5.2. Essa independência é determinada através do critério de $|(Nu_H)^j - (Nu_H)^{j+1}| / (Nu_H)^j < 3,0 \times 10^{-7}$.

Tabela 5.2 - Teste de verificação de malha.

Malha	Número de células	Nu_H na fonte 1	$ (Nu_H)^j - (Nu_H)^{j+1} / (Nu_H)^j$
1	5000	6,0151839	$1,21 \times 10^{-3}$
2	6000	6,0224562	$2,3 \times 10^{-5}$
3	7200	6,0223184	$1,32 \times 10^{-7}$
4	8400	6,0223176	-----

Essas verificações realizadas tanto para a independência do passo de tempo quanto para a independência de malha, nos dois regimes é relevante visto que o problema de análise dessa pesquisa é uma otimização geométrica. Por esse motivo, optou-se por constatar resultados para regime permanente e transiente, visando um menor esforço computacional na presente pesquisa, visto que serão realizadas inúmeras simulações. Dessa forma, simulações em regime permanente podem ser muito vantajosas nesse ponto de vista de esforço computacional.

Após esses testes, realizaram-se simulações com 6000 iterações visando utilizar a mesma metodologia da literatura, ou seja, levar todos os escoamentos até o regime permanente. E a partir

desses resultados, comparou-se os resultados da literatura e os obtidos, com o intuito de identificar os efeitos da variação do número de Reynolds (Re_H) sobre o número de Nusselt (Nu_H), nas duas fontes de calor, tanto para regime permanente como para regime transiente.

As Figuras 5.2 e 5.3 mostram o efeito do número de Reynolds sobre o número de Nusselt na fonte 1 e na fonte 2, respectivamente. Essa análise foi realizada com os mesmos parâmetros dos escoamentos da literatura, onde se considerou um número de Grashof de $Gr_H = 10^3$ e $Pr = 0,71$.

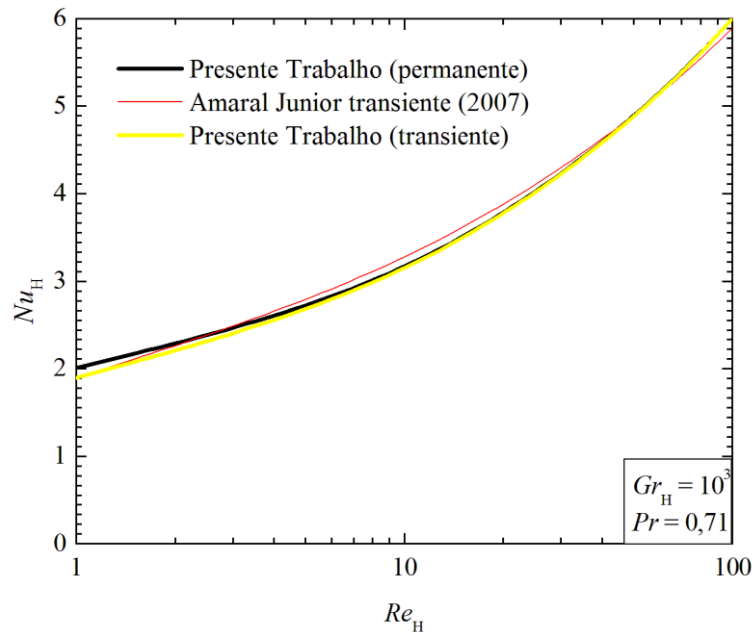


Figura 5.2 - Efeito do número de Reynolds sobre o número de Nusselt na fonte 1.

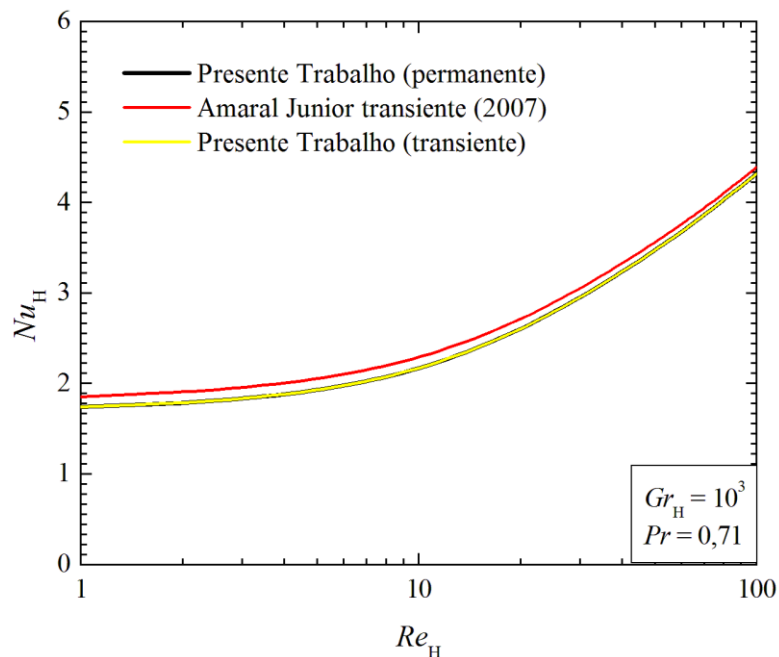


Figura 5.3 - Efeito do número de Reynolds sobre o número de Nusselt na fonte 2.

Essa comparação realizada possibilitou perceber que os resultados obtidos, tanto no regime permanente quanto no transiente, aproximaram-se em magnitude do número de Nusselt em ambas as fontes, dos apresentados na literatura.

Já as Figuras 5.4, 5.5 e 5.6 apresentam uma comparação entre a distribuição dos campos de temperatura obtidas para os números de Reynolds de $Re_H = 1$, 50 e 100, respectivamente, entre o modelo proposto e os dados em regime transiente de Amaral Junior (2007).

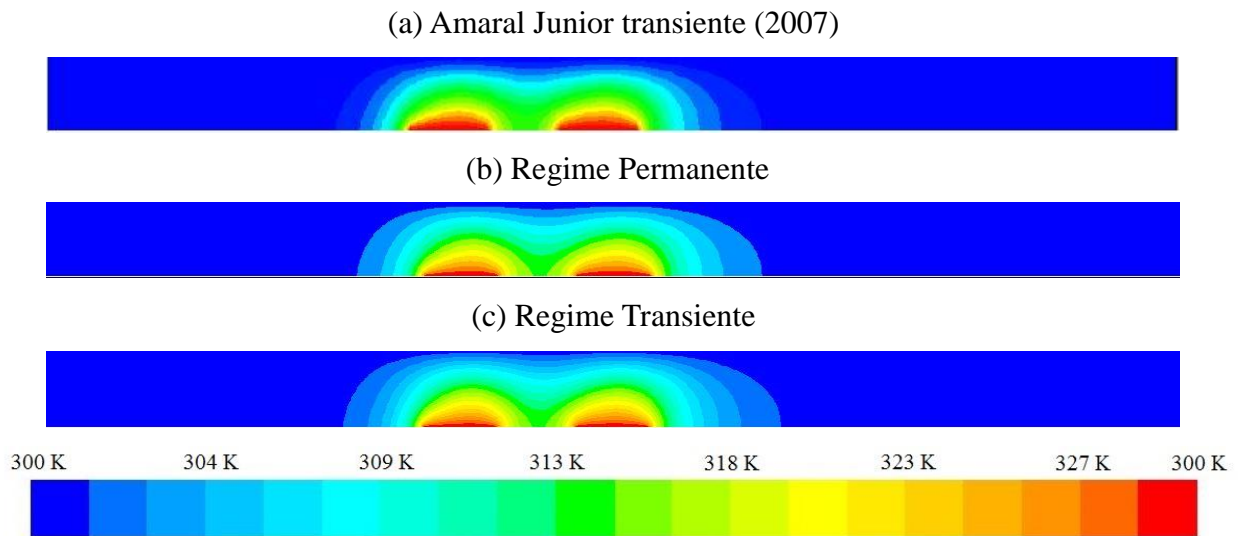


Figura 5.4 – Distribuição dos campos de temperatura para o escoamento com $Re_H = 1$.

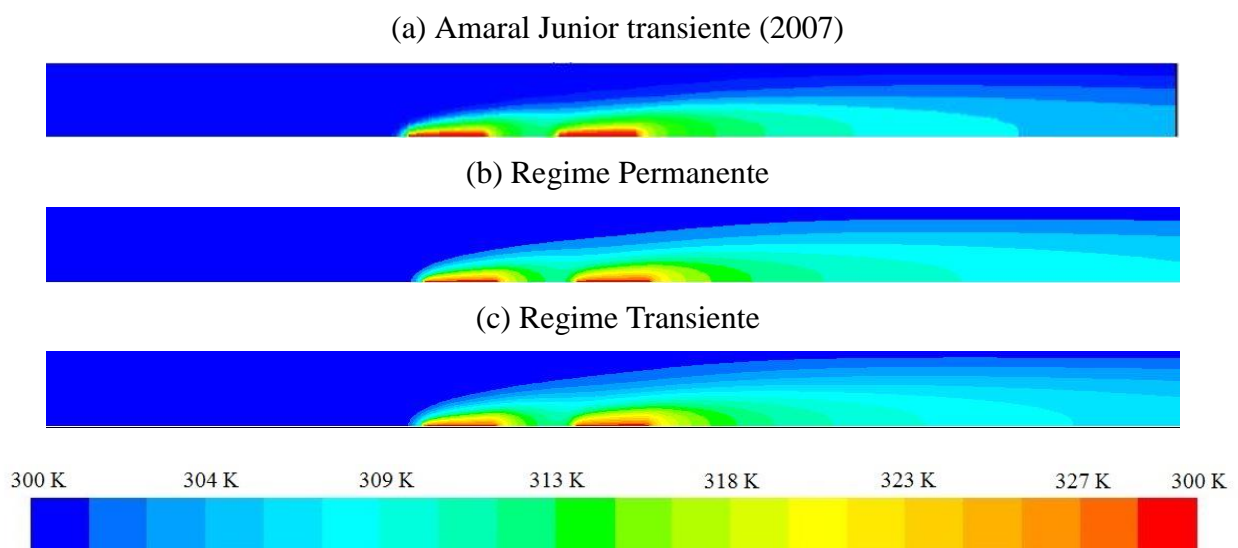


Figura 5.5 – Distribuição dos campos de temperatura para o escoamento com $Re_H = 50$.

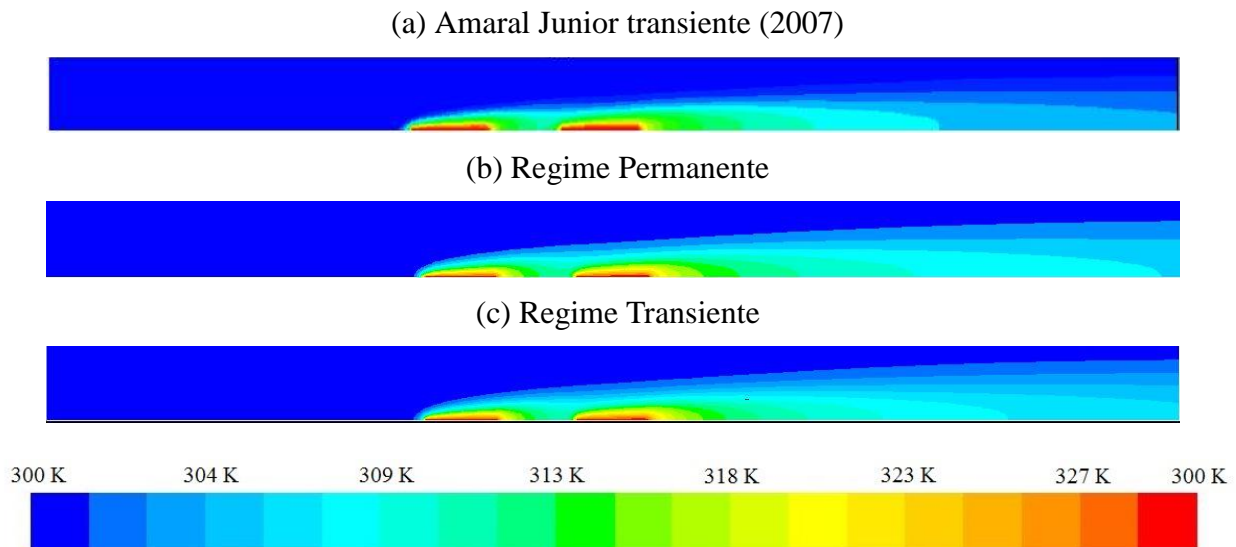


Figura 5.6 – Distribuição dos campos de temperatura para o escoamento com $Re_H = 100$.

Na Figura 5.4 onde o $Re_H = 1$, o fluido tem um movimento ascendente causado pelas forças de empuxo, que sobrepõe ao campo de velocidades do escoamento por convecção forçada no canal, principalmente porque o Re_H é muito baixo. Com isso pode-se notar que as Fig. 5.4 (a), Fig. 5.4 (b) e Fig. 5.4 (c) tiveram uma boa concordância. Foi observada a formação de uma pluma convectiva para ambos os casos, que aquece o fluido nas proximidades das fontes, tanto na parte superior quanto nas laterais.

Na distribuição dos campos de temperatura para o $Re_H = 50$ (Figuras 5.5 (a), (b) e (c)) e para o $Re_H = 100$ (Figuras 5.6 (a), (b) e (c)) os resultados foram concordantes. Pode-se notar que com o aumento do número de Reynolds a espessura da camada limite térmica torna-se mais fina, o que reduz o aquecimento das camadas de fluido nas partes mais altas do fluido no canal. Também se observou que com o aumento do escoamento advectivo há um aumento da dissipação do campo de temperaturas em direção à saída do canal.

Diante dos resultados obtidos durante as simulações encontrou-se um comportamento bastante satisfatório, visto que os números de Nusselt e a distribuição dos campos de temperatura obtidos no presente trabalho são bastante concordantes com os apresentados na literatura.

Com isso, concluiu-se que o modelo numérico utilizado no software FLUENT[®] pode ser considerado verificado para a simulação de escoamentos laminares com convecção mista em um canal com fontes discretas de calor. Podendo assim ser utilizado para o estudo proposto, a otimização geométrica de um canal com aletas visando uma maior taxa de transferência de calor.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção serão apresentados os resultados das simulações realizadas com as variações dos parâmetros geométricas propostas. Optou-se por apresentar esses resultados de otimização geométrica, juntamente com os efeitos de cada grau de liberdade no escoamento e também os campos de temperatura e velocidade em três seções. Inicialmente, na seção 6.1 apresentam-se os resultados para o $Gr_H = 10^3$, posteriormente nas seções 6.2 e 6.3 apresentam-se os resultados para os $Gr_H = 10^4$ e 10^5 , respectivamente.

6.1. Escoamento laminar com $Gr_H = 10^3$

Nesta seção serão apresentados os resultados no âmbito de estudo geométrico, no qual será detalhado o processo de otimização geométrica proposta, para escoamentos com números de Reynolds: $Re_H = 10, 100$ e 200 . E também para o comportamento térmico do problema, onde serão mostrados efeitos de parâmetros sobre a taxa de transferência de calor, e as distribuições dos campos de temperatura.

Inicialmente, as Figs. 6.1, 6.2 e 6.3 apresentam o efeito da razão H_1/L_1 sobre a taxa de transferência de calor para o escoamento com $Re_H = 10$, onde a convecção natural é predominante, visto que se tem aqui um número de Richardson, $Ri = 10$. O efeito da razão H_1/L_1 sobre q' é apresentada para várias razões de H_2/L_2 . Nota-se que a partir do aumento no valor da razão de H_1/L_1 acontece um aumento no q' , ou seja, a melhor configuração ocorreu quando houve uma maior inserção da aleta no domínio do canal. Dessa forma, obteve-se a geometria ótima com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ e neste caso específico, também é a aleta que possui maior área de troca térmica.

A Figura 6.1, que representa o efeito de H_1/L_1 sobre q' para $L_3 = 50$ mm, mostra um comportamento bastante semelhante entre as variações da razão H_2/L_2 . Destaca-se que há um ponto ótimo local para as menores razões e entre $0,25 < H_1/L_1 < 0,5$ há um leve decréscimo na taxa de transferência de calor.

Já as Figuras 6.2 e 6.3, que representam os efeitos de H_1/L_1 para $L_3 = 100$ mm e 200 mm, se tem uma análise bastante semelhante à realizada na Fig.6.1. Porém, ressalta-se que a Fig. 6.1. mostra que o distanciamento $L_3 = 50$ mm resulta em um leve aumento de magnitude do q' quando comparado com o $L_3 = 100$ mm e 200 mm.

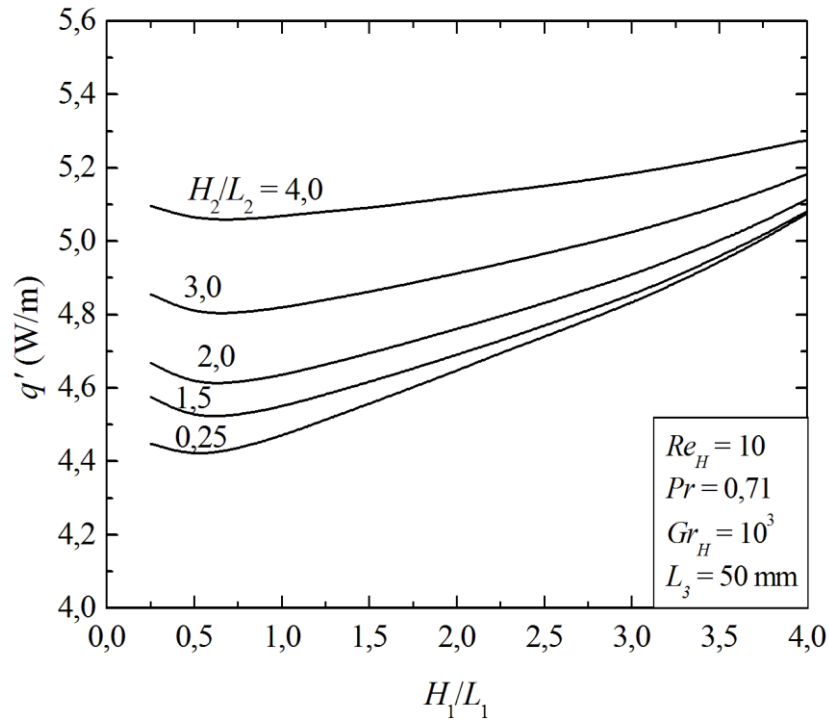


Figura 6.1. Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^3$ com $L_3 = 50$ mm.

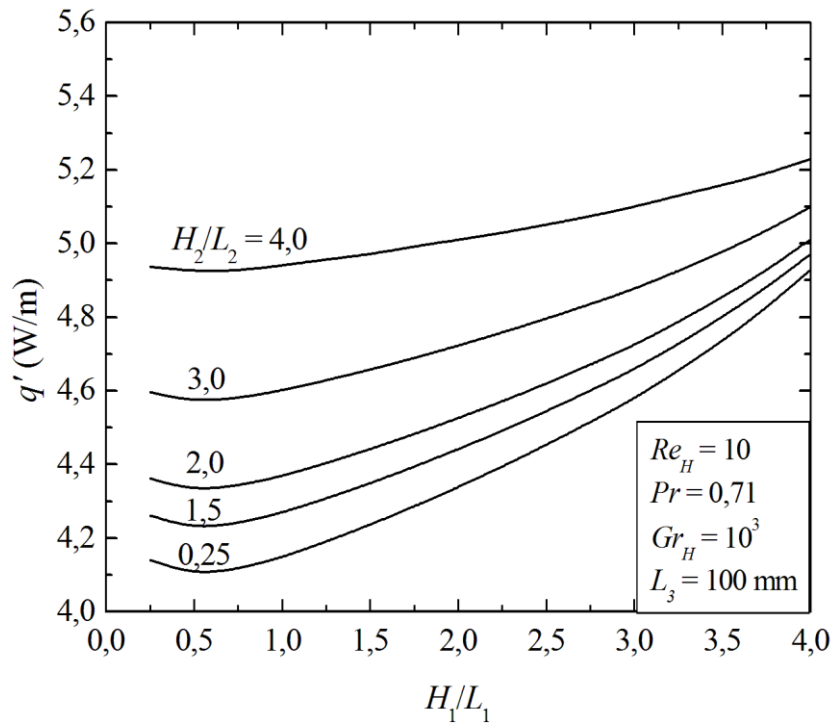


Figura 6.2. Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^3$ com $L_3 = 100$ mm.

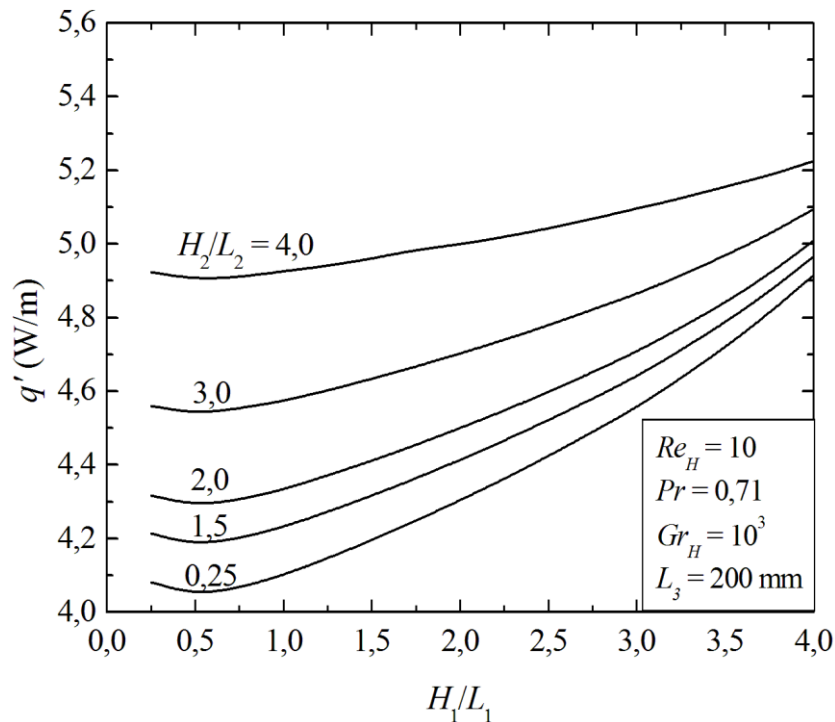


Figura 6.3. Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^3$ com $L_3 = 200$ mm.

Os resultados ótimos obtidos nas Figs. 6.1, 6.2 e 6.3 são compilados e apresentados na Fig. 6.4. Mais precisamente, as maiores magnitudes para cada curva de H_1/L_1 sobre q' conduzem à taxa de transferência de calor uma vez maximizada (q'_m) e a respectiva geometria ótima é a razão uma vez otimizada $(H_1/L_1)_o$.

Nota-se na Fig. 6.4 que o efeito de H_2/L_2 sobre q'_m para as distâncias L_3 analisadas foi semelhante ao observado para o efeito de H_1/L_1 sobre q' , conforme Figs. 6.1, 6.2 e 6.3.

Também pode ser destacado que para $L_3 = 50$ mm há uma maior magnitude de q'_m para todas as razões de H_2/L_2 avaliadas em comparação com as distâncias $L_3 = 100$ mm e 200 mm. Estas últimas tiveram comportamento muito semelhante, mostrando uma tendência de insensibilidade da distância L_3 sobre q'_m para $L_3 > 100$ mm.

Para os casos analisados até o momento, mostram-se as distribuições dos campos de temperatura, onde a Fig. 6.5 (a) mostra o melhor comportamento térmico entre estas configurações, com o $L_3 = 50$ mm e as razões $H_1/L_1 = H_2/L_2 = 4,0$, onde se pode perceber uma maior temperatura nas proximidades das paredes das aletas e possibilitando uma maior troca térmica por ter uma maior área de contato com o fluido do escoamento.

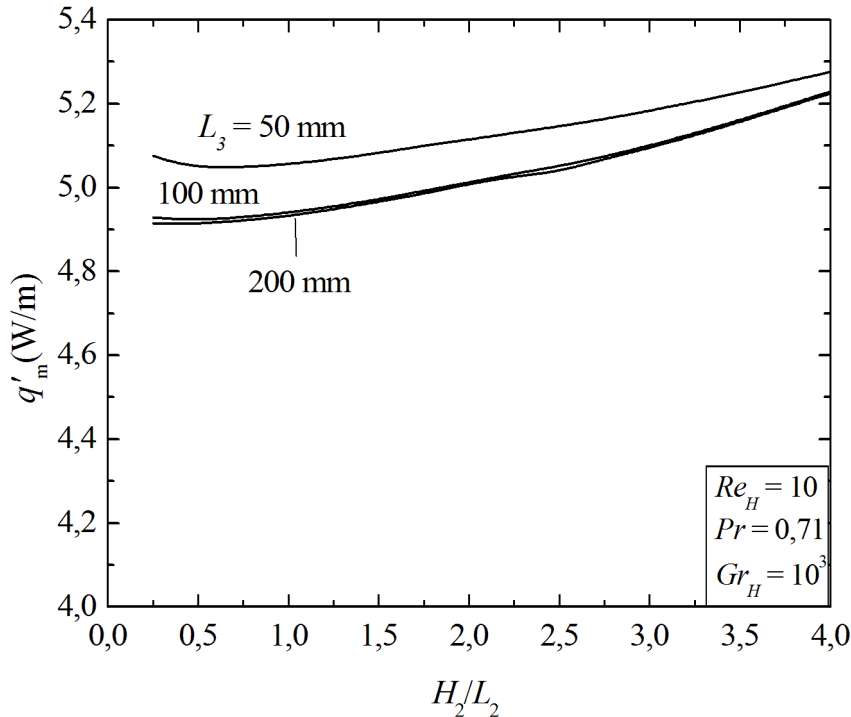


Figura 6.4. Efeito da razão H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre o q'_m para $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^3$.

Já para a Fig. 6.5 (b) mostra-se uma configuração intermediária com $L_3 = 100$ mm com a razão $H_1/L_1 = 3,0$ e a outra razão estudada $H_2/L_2 = 0,25$ resultando em uma significativa diferença na intensidade de temperatura na parte final do canal, se comparada com a Fig. 6.5 (a).

A última distribuição do campo de temperaturas ($Re_H = 10$) mostra uma das piores variações geométricas, onde as razões $H_1/L_1 = H_2/L_2 = 0,25$ e $L_3 = 200$ mm levaram a um q' muito baixo. Esse fato justifica-se pelas dimensões das aletas, que proporcionaram uma pequena área de troca térmica quando comparada às outras variações, e também ao distanciamento entre as aletas, que possibilitaram um resfriamento do fluido na região intermediária às aletas, mostrado pela Fig. 6.5 (c).

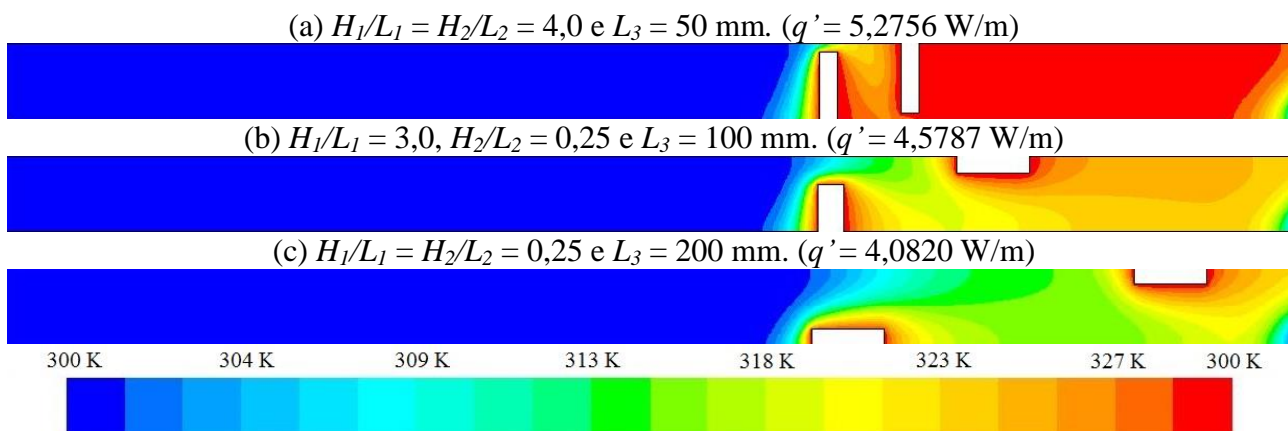


Figura 6.5 - Campos de temperatura para diferentes configurações geométricas estudadas para $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^3$.

Com esses resultados para $Re_H = 10$, pode-se perceber a influência da geometria no escoamento, pois entre os pontos de máximo e mínimo, para as diferentes configurações geométricas, obteve-se uma diferença de aproximadamente 31% no valor da taxa de transferência de calor (q').

Com uma abordagem semelhante, agora se analisam escoamentos com $Re_H = 100$, onde há uma predominância da convecção forçada, visto que o número de Richardson para esse escoamento é $Ri = 0,1$.

Primeiramente, opta-se por apresentar o efeito da razão H_1/L_1 apenas para o $L_3 = 50$ mm, para o qual se obteve o melhor desempenho térmico, como ilustra a Fig. 6.6, visto que o comportamento nos demais distanciamentos entre as aletas foram semelhantes ao apresentado para $L_3 = 50$ mm.

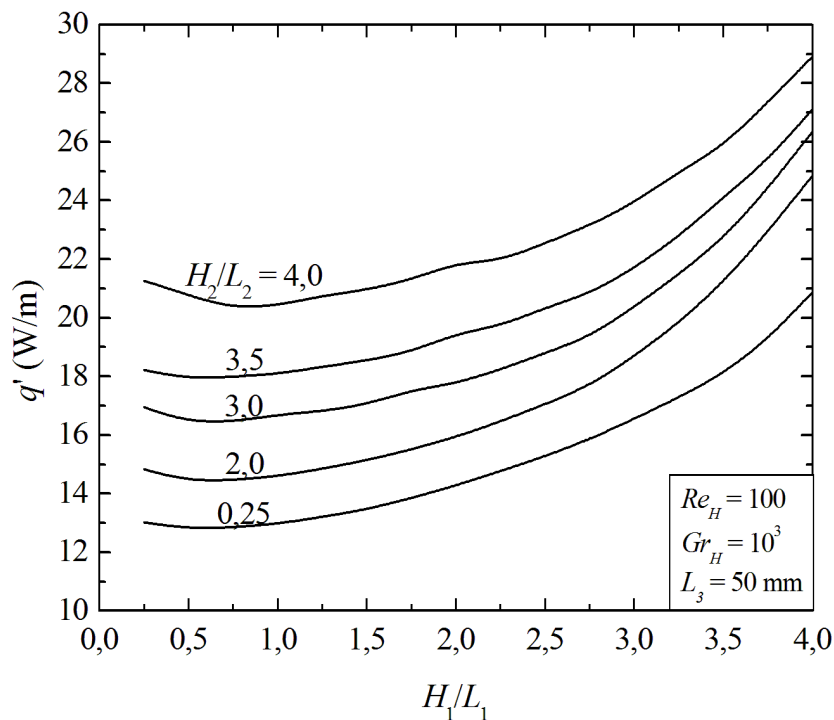


Figura 6.6 – Efeito de H_1/L_1 sobre q' para $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^3$.

Já para o efeito de H_2/L_2 sobre o q'_m , na Fig. 6.7, é visível a grande influência do GL do distanciamento entre os centros das aletas (L_3). Há uma tendência semelhante à observada para o caso com $Re_H = 10$ para o efeito de H_2/L_2 sobre q'_m . Nota-se também que para $L_3 = 50$ mm e 100 mm não se observam pontos de mínimo locais. Além disso, para as menores razões de H_2/L_2 a diferença de desempenho entre as três diferentes distâncias (L_3) são bem definidas, enquanto para as razões ótimas de $(H_2/L_2)_o$ há uma aproximação das magnitudes de q'_m obtidas para $L_3 = 100$ mm e 200 mm.

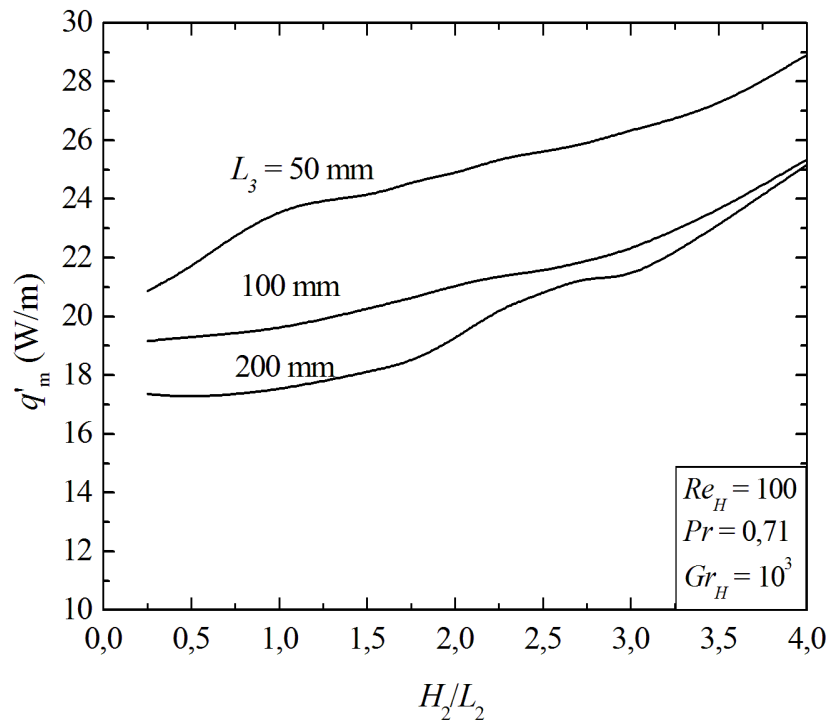


Figura 6.7 – Efeito da razão H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre o q'_m para $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^3$.

Nota-se aqui um comportamento mais oscilante de H_2/L_2 sobre q' , o que não havia sido observado para $Re_H = 10$. Isso indica que o comportamento pode estar sendo influenciado pela formação de novas estruturas do escoamento causadas pelo aumento do Re_H .

Com relação à distribuição dos campos de temperatura, agora se tem um perfil de velocidade maior na entrada do canal, levando à criação de um vórtice entre as aletas e próximo da saída do canal, fazendo assim uma recirculação do fluido e obtêm-se bons resultados para o desempenho térmico, como ilustra a Fig. 6.8 (a). Diferentemente da Fig. 6.8 (b) e (c) que apresentam um comportamento laminar e uma menor intensidade nos campos de temperatura.

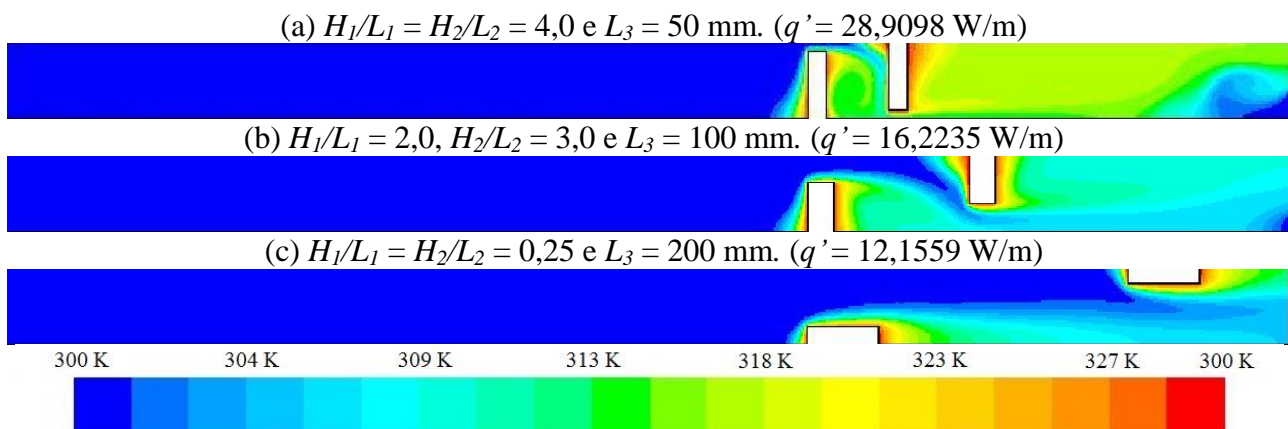


Figura 6.8 – Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^3$.

Com isso, os resultados mostraram uma diferença significativa entre as configurações que geraram um máximo e um mínimo para o q' no canal, levando a uma diferença de cerca de 135% da melhor para a pior configuração geométrica.

E ainda, como último parâmetro de Reynolds, analisam-se escoamentos com $Re_H = 200$, onde novamente há uma predominância da convecção forçada sobre a natural. A Figura 6.9 mostra o efeito de H_1/L_1 sobre a taxa de transferência de calor. Foram observados que as flutuações no efeito de H_1/L_1 sobre q' foram intensificadas em comparação com os casos de $Re_H = 10$ e 100 , estudados anteriormente. O efeito mais acentuado pode ser visto para $H_2/L_2 = 4,0$.

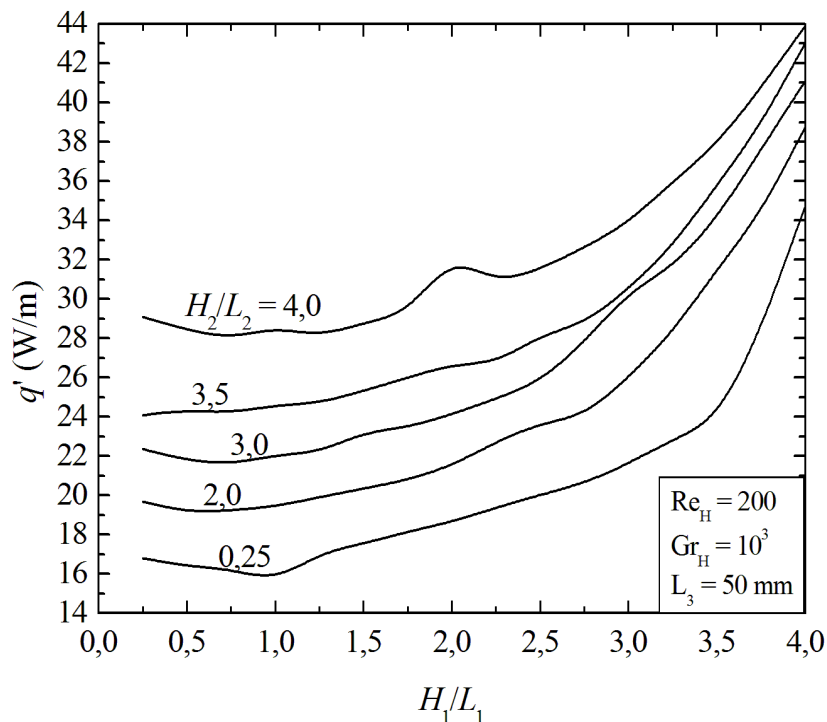


Figura 6.9 – Influência da razão H_1/L_1 sobre o q' para $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^3$.

Novamente, nota-se esse comportamento na Fig. 6.10, onde o efeito da razão H_2/L_2 sobre um q' uma vez maximizado (q'_m) evidencia que a melhor configuração para os casos estudados aponta para $H_2/L_2 = 4,0$, o que mostra também uma convergência para uma distância $L_3 = 50$ mm. Porém, nota-se que para todos os distanciamentos ocorrem oscilações, principalmente destaca-se o $L_3 = 200$ mm quando $H_2/L_2 = 2,0$ há um grande ponto de máximo local de q'_m .

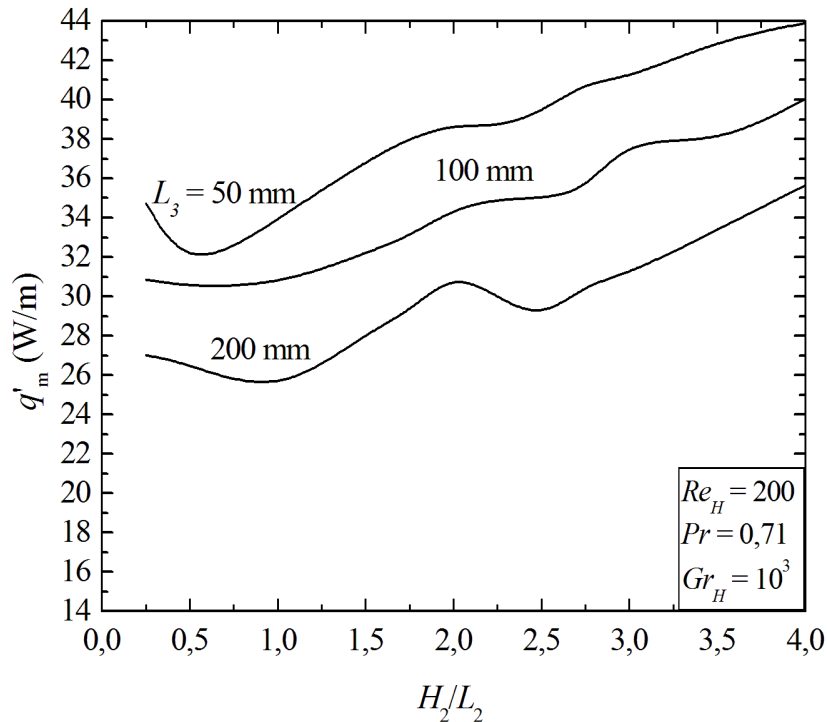


Figura 6.10 – Influência H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_0 = 4,0$ sobre q'_m para $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^3$.

Na distribuição dos campos de temperatura para $Re_H = 200$, mostrada na Fig. 6.11 (a), há uma certa recirculação do fluido entre as aletas e também na região após a aleta a jusante do escoamento, resultado da obstrução da passagem do fluido devido às dimensões das aletas. Diferentemente da Fig. 6.11 (b) onde se percebe a forma laminar com que fluido escoo no canal e por último a Fig. 6.11 (c) mostra uma configuração geométrica onde a aleta a montante do escoamento obstrui um pouco da passagem formando certa recirculação.

Destaca-se ainda a influência da geometria para esse escoamento, tendo como diferença do mínimo para o máximo global, cerca de 192% entre os casos estudados.

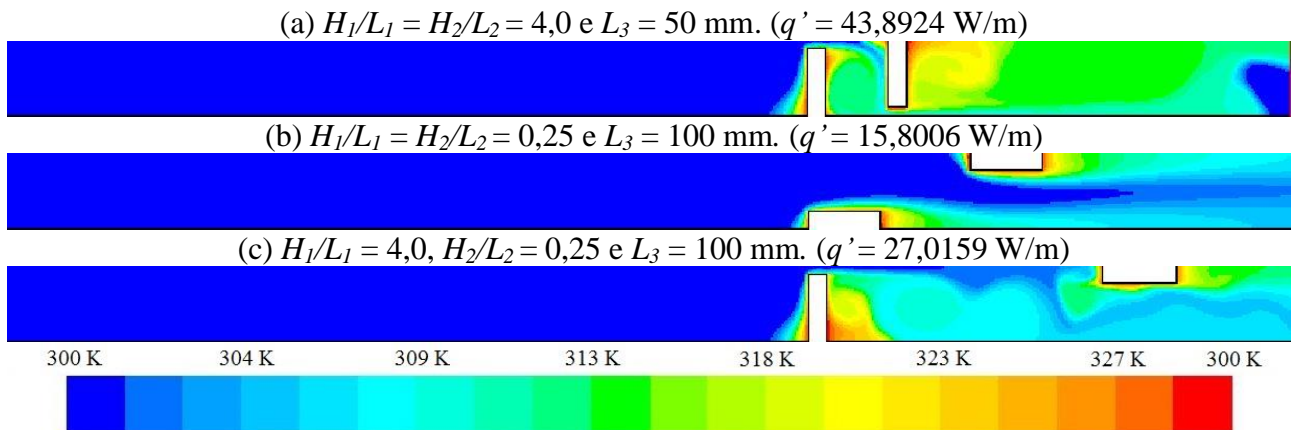


Figura 6.11 - Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^3$.

Os resultados ótimos obtidos para as curvas do efeito de H_2/L_2 sobre q'_m foram compilados obtendo-se o efeito de L_3 sobre q'_{mm} . A Figura 6.12 mostra que para um número de Reynolds $Re_H = 10$, onde predominantemente tem-se um escoamento com convecção natural, esse Grau de Liberdade (GL) teve uma leve influência na magnitude da taxa de transferência de calor por convecção, porém percebe-se um decrescimento de acordo com o aumento de L_3 .

Outro ponto a ser destacado aqui é que a variação para $Re_H = 10$ é muito menor do que a variação para os outros números de Re_H , como por exemplo, quando o $Re_H = 200$ já é notável uma diferença significativa.

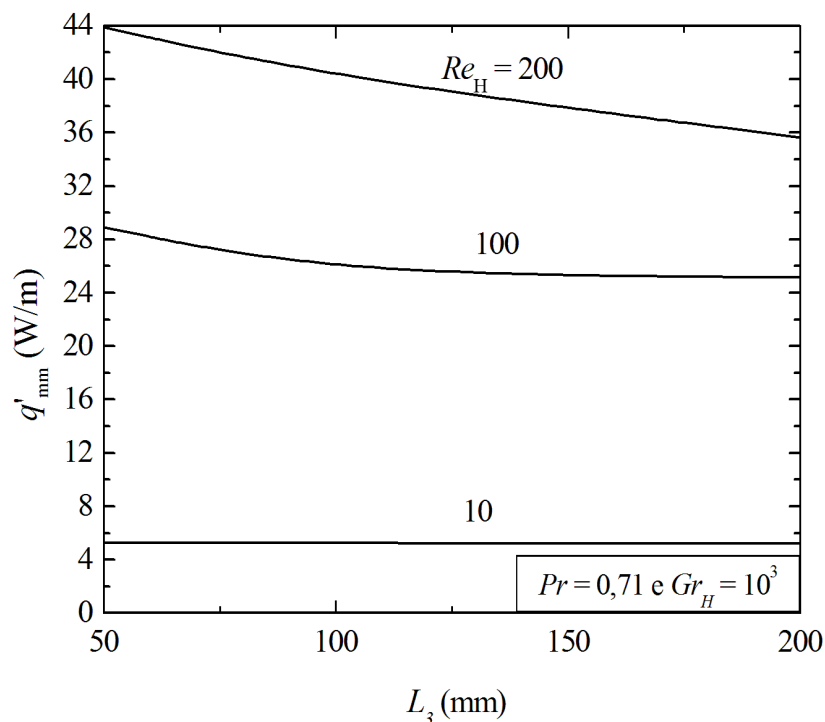


Fig. 6.12 – Efeito do Grau de Liberdade L_3 sobre o q'_{mm} para $Gr_H = 10^3$ e geometria ótima de: $(H_1/L_1)_{oo} = 4,0$ e $(H_2/L_2)_o = 4,0$.

E o último nível de estudo é mostrado pela Fig. 6.13, onde é realizada uma análise geral da geometria que fora otimizada para o $Gr_H = 10^3$. Mais precisamente é apresentado o efeito do número de Re_H sobre a taxa de transferência de calor três vezes maximizada (q'_{mmm}) e sobre as respectivas geometrias ótimas: $(L_3)_o$, $(H_2/L_2)_{oo}$ e $(H_1/L_1)_{ooo}$.

Evidenciando que para o caso com $Gr_H = 10^3$ observou-se uma geometria três vezes otimizada rígida, ou seja, os valores das variáveis geométricas são constantes para os diferentes números de Re_H estudados (quando $Gr_H = 10^3$). Assim, para todos os casos de $Gr_H = 10^3$ obteve a seguinte geometria ótima: $(H_1/L_1)_{ooo} = (H_2/L_2)_{oo} = 4,0$ e $(L_3)_o = 50$ mm.

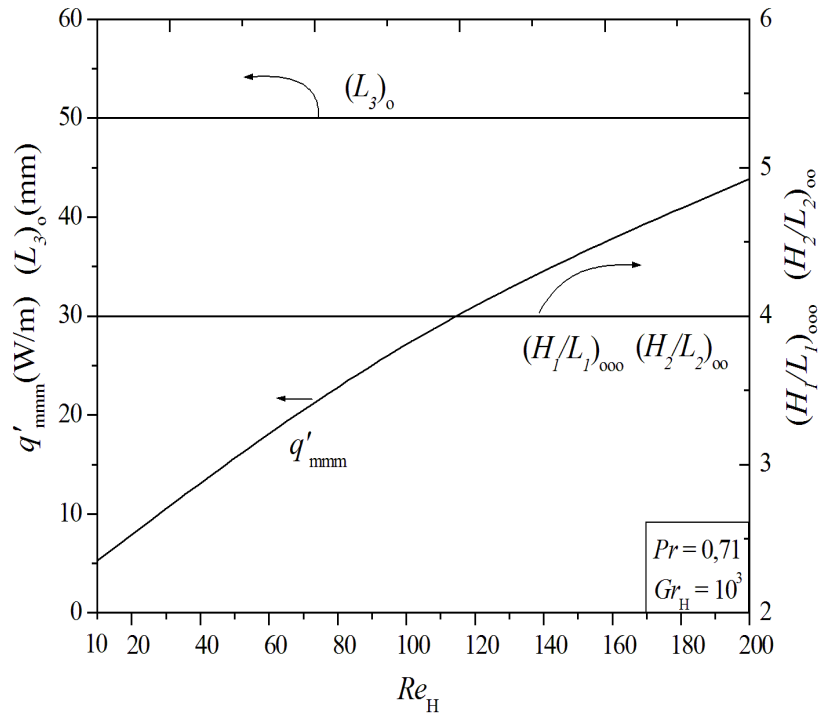


Figura 6.13 – Influência geométrica e do Re_H na geometria ótima para q'_{mmm} com $Gr_H = 10^3$.

Outro ponto relevante a ser destacado é o crescimento q' de acordo com o também crescimento do número de Reynolds como pode ser visualizado na Fig. 6.13, o que mostra uma consistência física do problema analisado. Esse acontecimento ocorre devido ao mecanismo de força motriz ser muito mais intenso de acordo com o crescimento do Re_H .

6.2. Escoamento laminar com $Gr_H = 10^4$

Nesta seção são explanados os resultados para o $Gr_H = 10^4$. Uma vez que o comportamento dos efeitos geométricos sobre as taxas de transferência de calor é (em vários pontos) semelhante ao obtido para o caso anterior ($Gr_H = 10^3$) esta seção é apresentada de forma mais simplificada em comparação com a anterior.

Primeiramente, é apresentado o efeito da razão H_1/L_1 sobre a taxa de transferência de calor (q') para o escoamento com $Re_H = 10$, como ilustra a Fig. 6.14. Os resultados obtidos aqui são semelhantes aos obtidos para $Gr_H = 10^3$, inclusive neste caso com um ponto de máximo local no extremo inferior da razão $H_2/L_2 = 0,25$ e um máximo global quando tem-se a maior razão estudada ($H_1/L_1 = 4,0$).

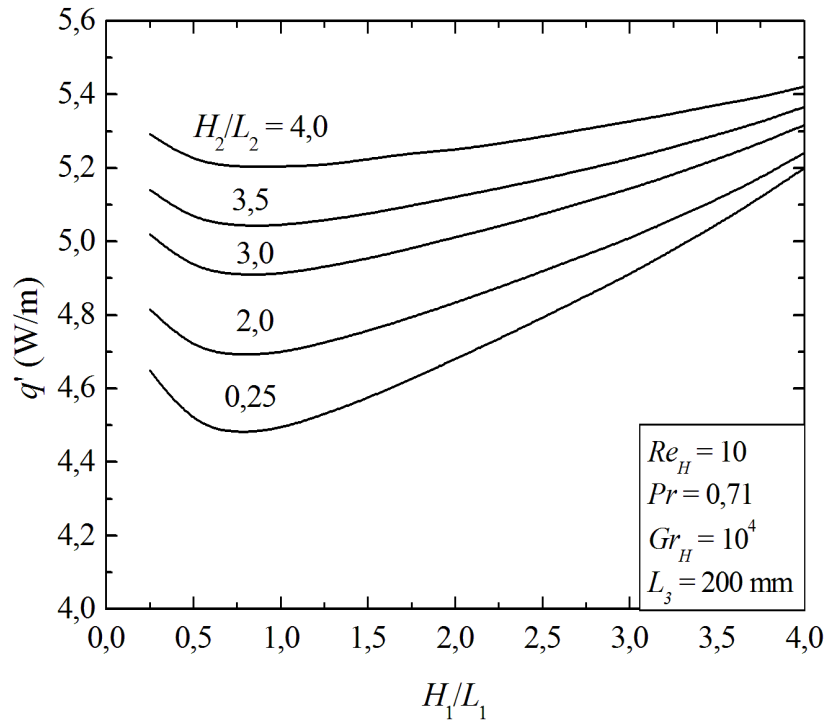


Figura 6.14 – Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^4$.

A Figura 6.15 ilustra o efeito de H_2/L_2 sobre q'_m para $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^4$, semelhantemente ao que foi apresentado anteriormente na Fig. 6.3 para $Gr_H = 10^3$. Apesar de uma tendência semelhante para todas as distâncias L_3 , o melhor desempenho para o presente caso foi obtido para $L_3 = 200$ mm. Assim, os resultados mostram que outro número de Gr_H pode afetar o comportamento do escoamento de forma a alterar a melhor distância entre as aletas. Isso é bastante importante para o projeto de equipamentos térmicos.

As distribuições dos campos de temperatura para esses casos podem ser vistas na Fig. 6.16, onde primeiramente na Fig. 6.16 (a) tem-se uma das configurações geométricas que resultaram em um q'_m em uma faixa intermediária entre todos os casos analisados. Percebe-se para esse caso uma maior magnitude do campo de temperatura na parede da aleta a montante, bem como da aleta a jusante e na região do escoamento próxima a essa aleta.

A Figura 6.16 (b) mostra um caso onde as aletas possuem pequenas razões H_1/L_1 e H_2/L_2 , onde se esperava que a diminuição da resistência ao escoamento fosse facilitar a transferência de calor. Apesar de serem observadas maiores variações do campo de temperaturas na região da aleta para este caso, esse gradiente não compensa o aumento da área de troca térmica para os casos estudados aqui.

Já a Figura 6.16(c) ilustra o caso ótimo onde as maiores aletas com maiores distâncias conduzem aos melhores resultados. É possível verificar nesse caso que há uma interferência da região de recirculação da condição de contorno de saída.

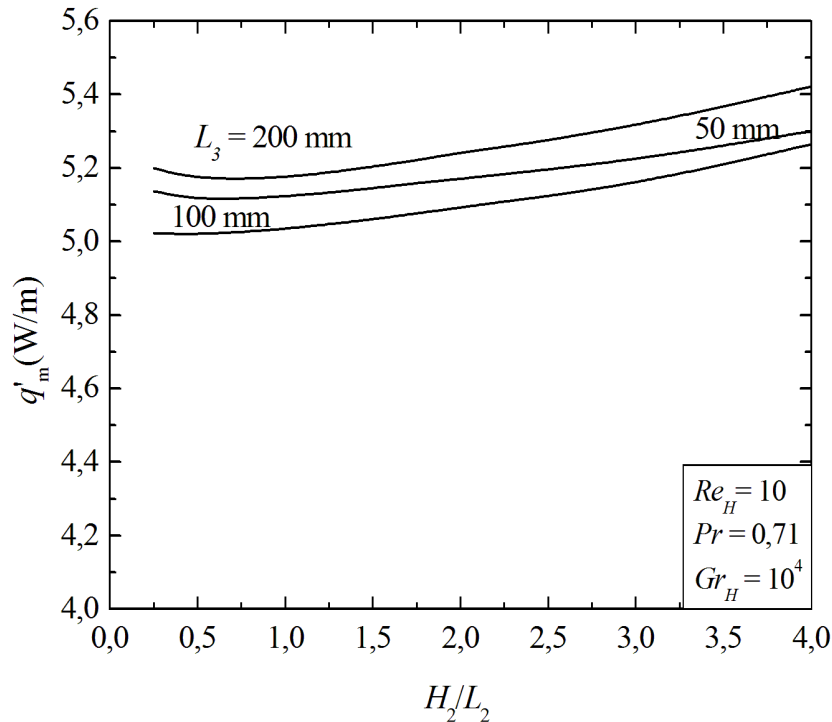


Figura 6.15 – Influência H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre q'_m para $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^4$.

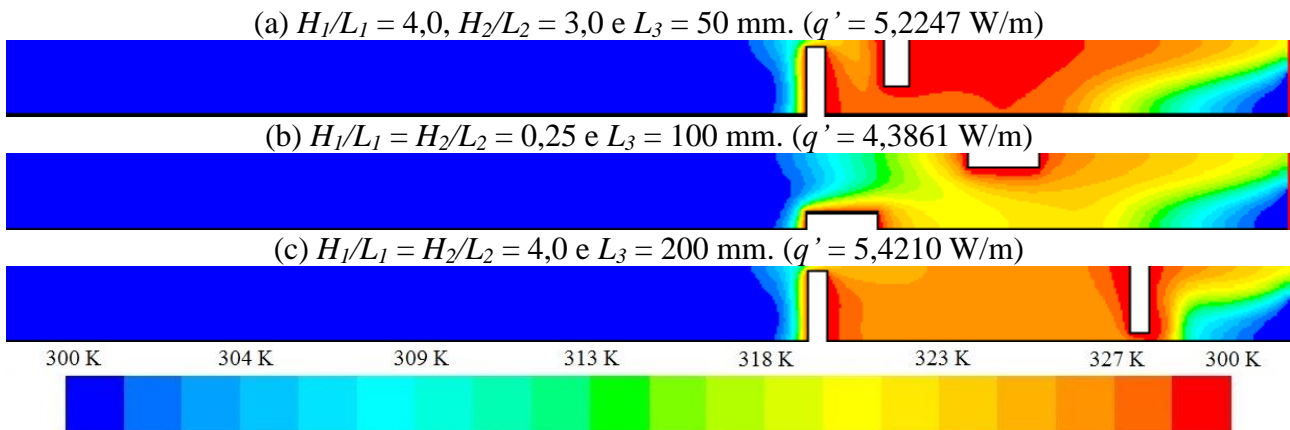


Figura 6.16 - Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^4$.

Já para o estudo realizado para um $Re_H = 100$ e 200 , que serão apresentados, nota-se um comportamento muito semelhante no $Gr_H = 10^4$ com o apresentado no $Gr_H = 10^3$, pois os mesmos convergem para uma mesma configuração de geometria ótima. A Figura 6.17 mostra como H_1/L_1 tem seu melhor desempenho quanto ao q' em seu maior valor e a razão ótima para $H_2/L_2 = 4,0$ e seguindo a tendência das configurações estudadas para $Gr_H = 10^3$, o L_3 que teve melhor desempenho foi de 50 mm, como ilustra a Fig. 6.18.

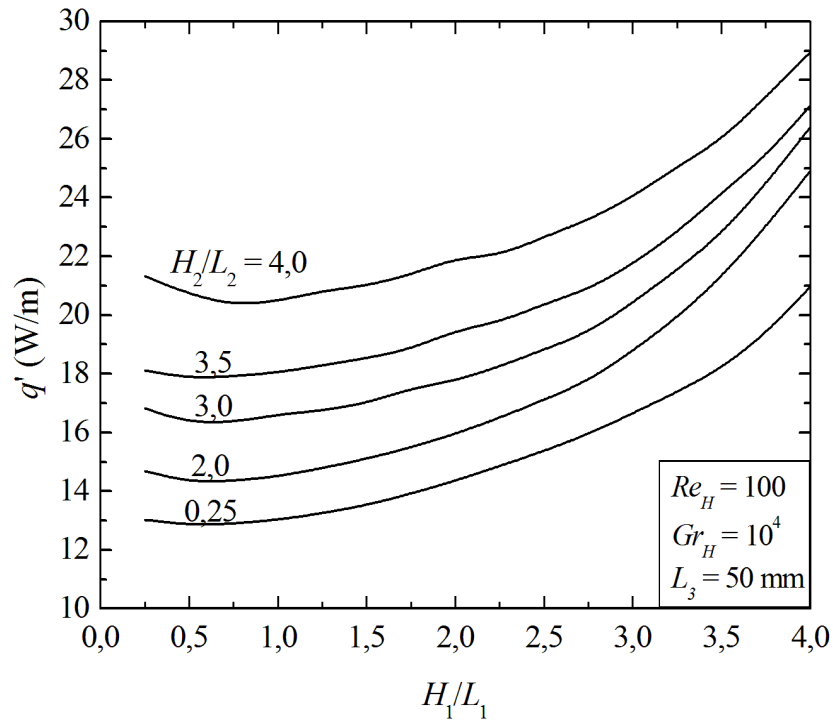


Figura 6.17 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^4$.

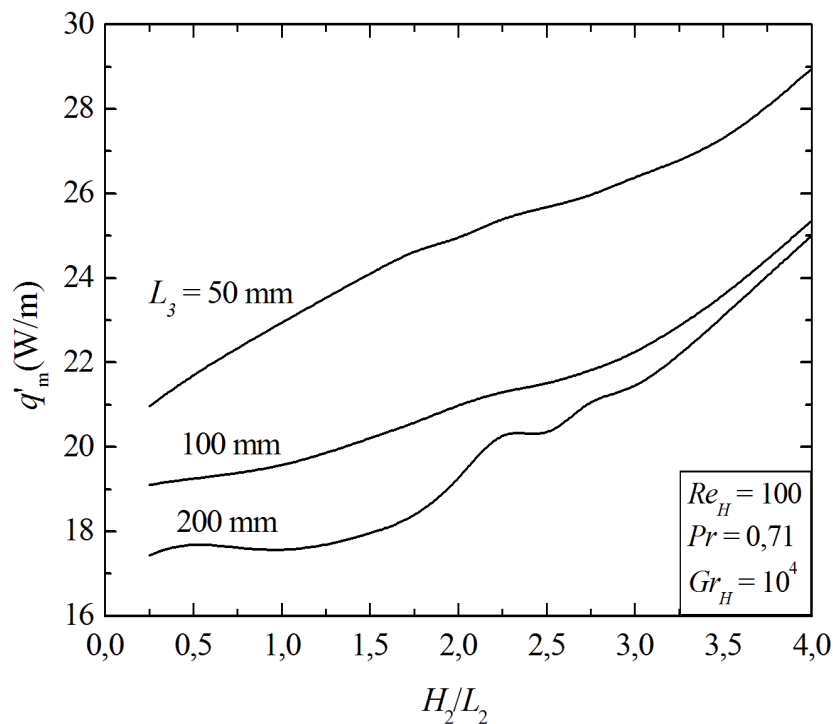


Figura 6.18 – Influência H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_0 = 4,0$ sobre q'_m para $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^4$.

E ainda, para uma última análise dessa seção, apresenta-se o efeito da razão da aleta a montante do escoamento com $Re_H = 200$, onde nota-se que a magnitude é maior ainda do que nos casos anteriores dos pontos de máximo e mínimo global, evidenciando que as razões $H_1/L_1 = H_2/L_2 = 4,0$ são as ótimas, como mostra a Fig. 6.19.

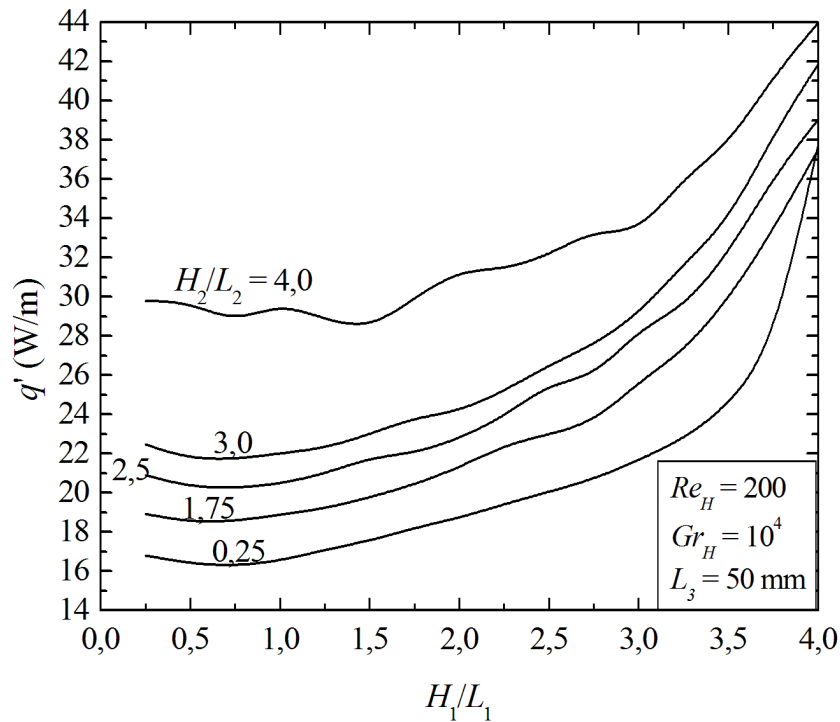


Figura 6.19 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^4$.

Observa-se na Fig. 6.20 que para $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^4$ que a distância ótima passa a ser novamente $(L_3)_o = 50$ mm, contrariamente ao que foi observado para $Re_H = 10$, onde $(L_3)_o = 200$ mm.

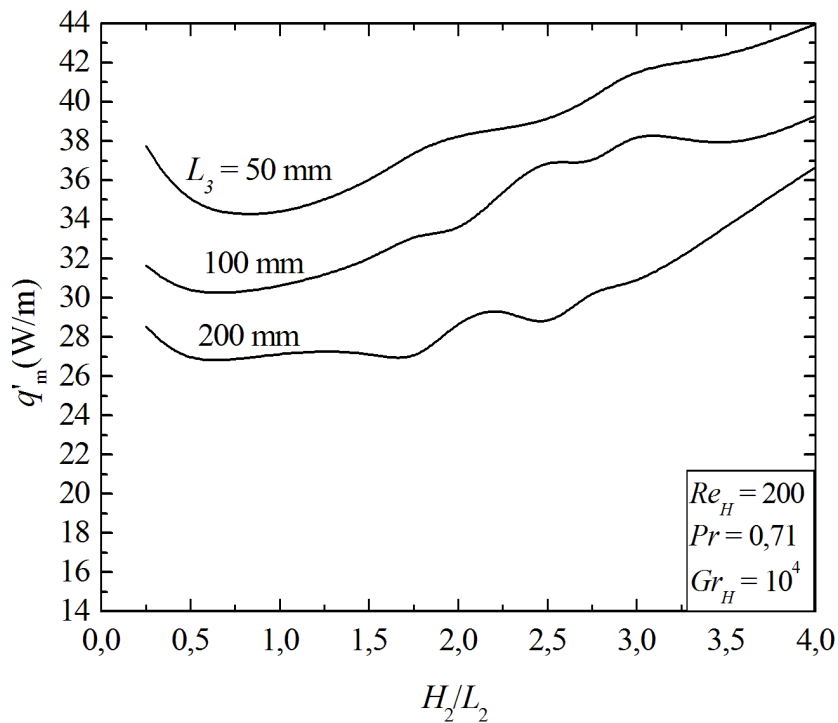


Figura 6.20 – Influência H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre q'_m para $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^4$.

A Figura 6.21 (a) evidencia a partir do campo de temperatura, que há uma interação do escoamento que passa na fenda da aleta a montante com a pluma ascendente na superfície lateral direita da aleta a montante. Para o caso da Fig. 6.21 (b) essa interação é mais suave, pois há uma distância maior da aleta a jusante que permite a passagem do fluido pela fenda superior e permite uma estratificação maior do campo de temperaturas na região inferior da aleta a montante (especialmente atrás dessa aleta). E ainda, destaca-se que na Fig. 6.21 (c) se tem um escoamento laminar característico.

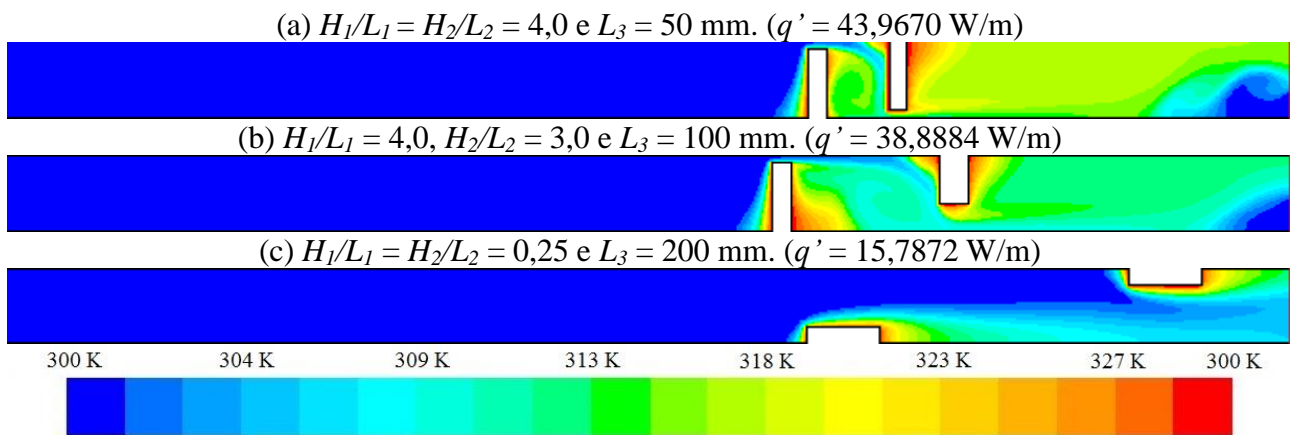


Figura 6.21 - Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^4$.

Para o efeito de L_3 sobre o q'_{mm} para $Gr_H = 10^4$ o comportamento é muito semelhante ao observado para $Gr_H = 10^3$. Porém, observa-se que para $Re_H = 10$ houve um caso pontual onde $(L_3)_o = 200$ mm ao invés de 50 mm, que foi obtido em todos outros casos.

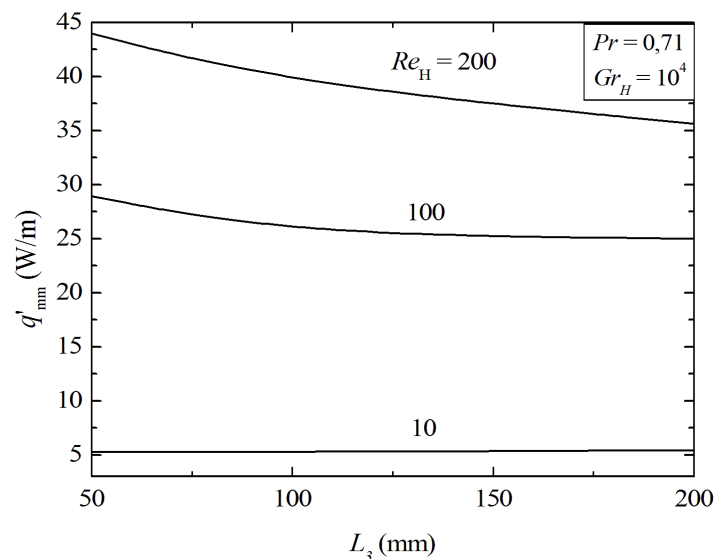


Figura 6.22 - Efeito do Grau de Liberdade L_3 sobre o q'_{mm} para $Gr_H = 10^4$ e geometria ótima de:

$$(H_1/L_1)_{oo} = 4,0 \text{ e } (H_2/L_2)_o = 4,0.$$

A Figura 6.23, mostra a influência do número de Reynolds sobre q'_{mmm} e as respectivas geometrias ótimas. Tendo agora uma recomendação geométrica para todos os Re_H analisados quanto às dimensões das aletas, as razões ótimas são $(H_1/L_1)_{ooo} = (H_2/L_2)_{oo} = 4,0$. Mas, como mencionado anteriormente, para o L_3 tem-se um distanciamento ótimo de 50 mm para os $Re_H = 100$ e 200, já para o número de Reynolds igual a 10 obteve-se um $(L_3)_o = 200$ mm.

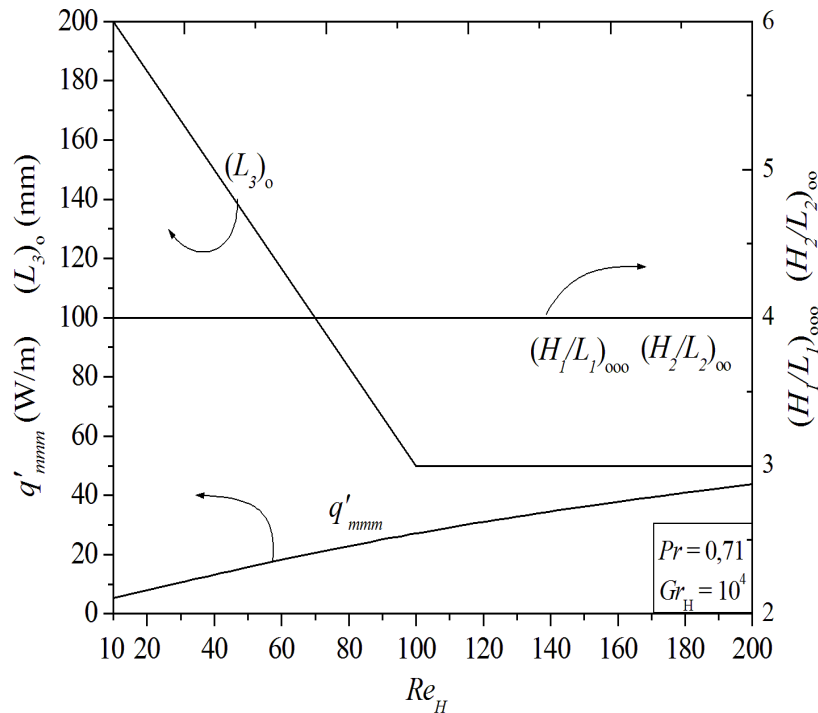


Figura 6.23 - Influência geométrica e do Re_H na geometria ótima para q'_{mmm} com $Gr_H = 10^4$.

Finaliza-se essa seção ressaltando as diferenças entre os pontos de máximo e mínimo para o q' em cada um dos Re_H , mostrando assim a importância de uma geometria bem definida para o problema de análise. Para o $Re_H = 10$ tem-se uma diferença entre os valores desse parâmetro de cerca de 28% entre os pontos, para o $Re_H = 100$ diferem em aproximadamente 146% e para o $Re_H = 200$ essa diferença é ainda maior, com uma diferença de 193%. De uma forma geral, o Design Construtal auxilia a melhorar consideravelmente o desempenho térmico do sistema analisado.

6.3. Escoamento laminar com $Gr_H = 10^5$

Como última faixa de análise do número de Grashof dessa pesquisa, considera-se $Gr_H = 10^5$, a fim de se obter uma tendência do efeito desse parâmetro sobre o desempenho térmico.

Inicialmente, ilustra-se a Fig. 6.24, onde se percebeu que o aumento do Gr_H influenciou na geometria ótima do canal aletado para um $Re_H = 10$, pois os melhores resultados para o q' foram obtidos quando a relação de $H_2/L_2 = 0,25$, diferentemente do que foi observado na análise para os dois números de Grashof anteriores (10^3 e 10^4). Mesmo assim, a geometria da aleta a montante que obteve os melhores resultados teve mantida a razão $(H_1/L_1)_o = 4,0$. Apesar disso, há uma grande aproximação da magnitude dos pontos de máximo locais (observados para as menores razões de H_1/L_1) e os pontos de máximo global. Bem como no efeito das razões geométricas sobre o desempenho térmico. E dessa forma, ilustra-se também que para todos os valores L_3 ocorreu a mesma influência na geometria das aletas, como evidenciam as Figs. 6.25 e 6.26.

Já para a Fig. 6.27 percebe-se a tendência geométrica da análise realizada para escoamentos com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^4$ para o distanciamento entre as aletas, onde o $L_3 = 200$ mm obteve os melhores resultados para esse escoamento predominantemente natural. Ainda, é importante destacar que para $L_3 = 100$ mm, a geometria ótima foi obtida para $(H_2/L_2)_o = 0,5$ e não para 0,25, como obtido nos outros casos. Ressalta-se que o efeito de H_2/L_2 sobre q'_m foi diferente do que o observado anteriormente para os outros números de Grashof.

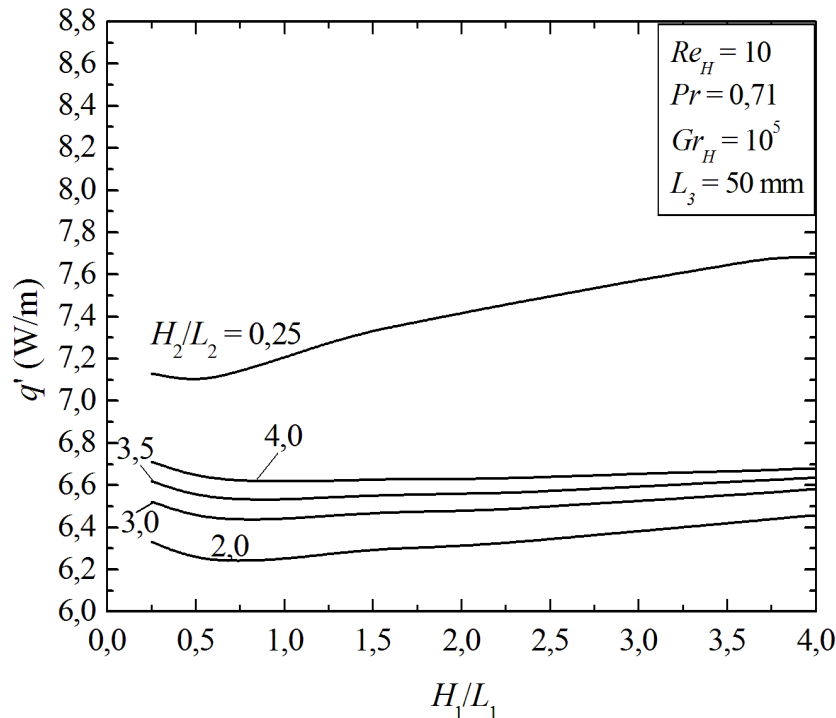


Figura 6.24 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' em um escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^5$ em um canal com $L_3 = 50$ mm.

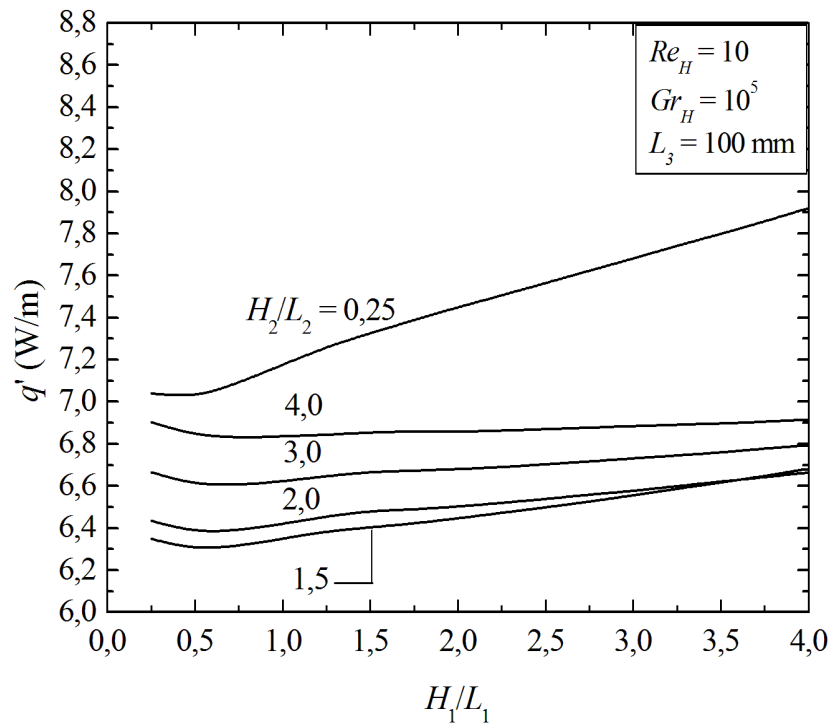


Figura 6.25 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' em um escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^5$ em um canal com $L_3 = 100$ mm.

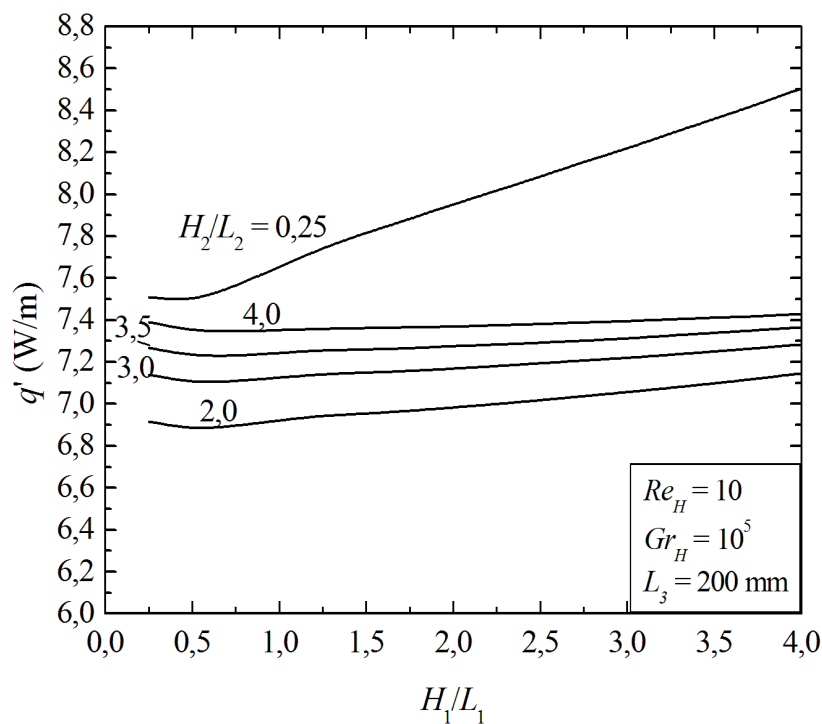


Figura 6.26 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' em um escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^5$ em um canal com $L_3 = 200$ mm.

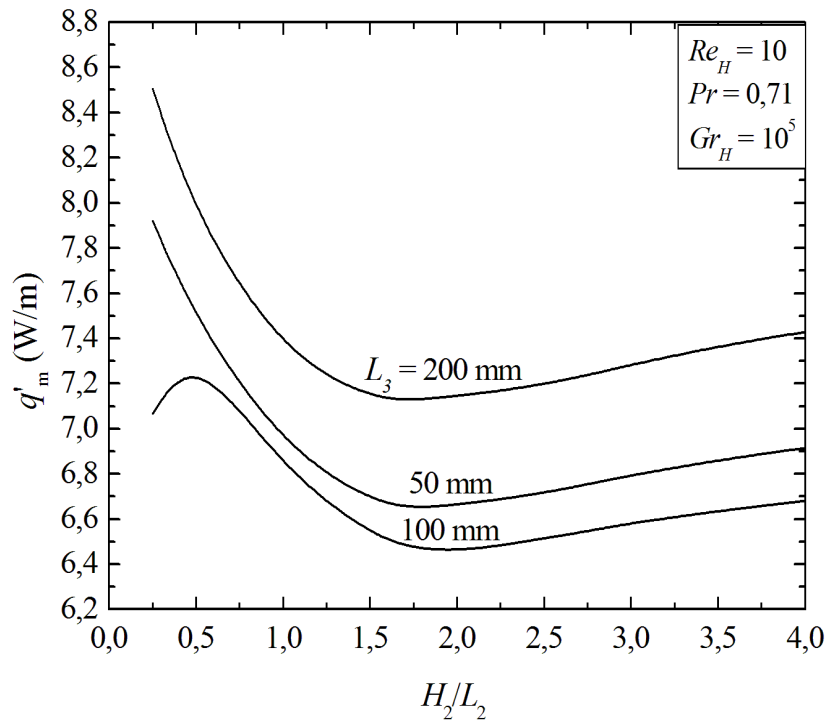


Figura 6.27 – Efeito da razão H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre o q'_m para $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^5$.

Após essa análise geométrica, mostra-se relevante ilustrar as distribuições dos campos de temperatura para três casos de variações geométricas, onde a Fig. 6.28 (a) tem uma intensidade maior de temperatura a jusante da primeira aleta e a montante da segunda. Já na Fig. 6.28 (b) consegue-se perceber que há um aquecimento mais intenso na parte superior do canal, antes da aleta a montante. E evidenciando a Fig. 6.28 (c) que obteve os melhores resultados para o q'_m .

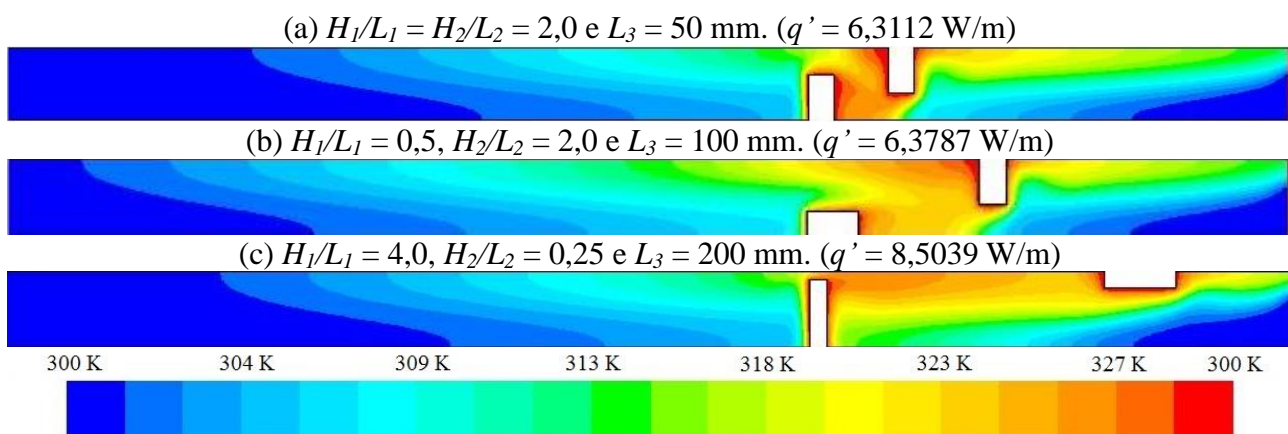


Figura 6.28 - Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^5$.

Analisando o escoamento com $Re_H = 100$, percebe-se que segue a tendência dos casos anteriores, onde se tinha $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^3$ e 10^4 . Mostrando, que com o aumento do $Re_H = 10$

para 100 em um $Gr_H = 10^5$ retorna-se aos padrões geométricos ótimos, com $H_1/L_1 = H_2/L_2 = 4,0$ e $L_3 = 50$ mm.

Assim, os resultados indicam que para os casos com $Re_H = 100$, o aumento do Gr_H causou influência no efeito de H_1/L_1 sobre q' . A Figura 6.29 ressalta o efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' para o melhor distanciamento ($L_3 = 50$ mm).

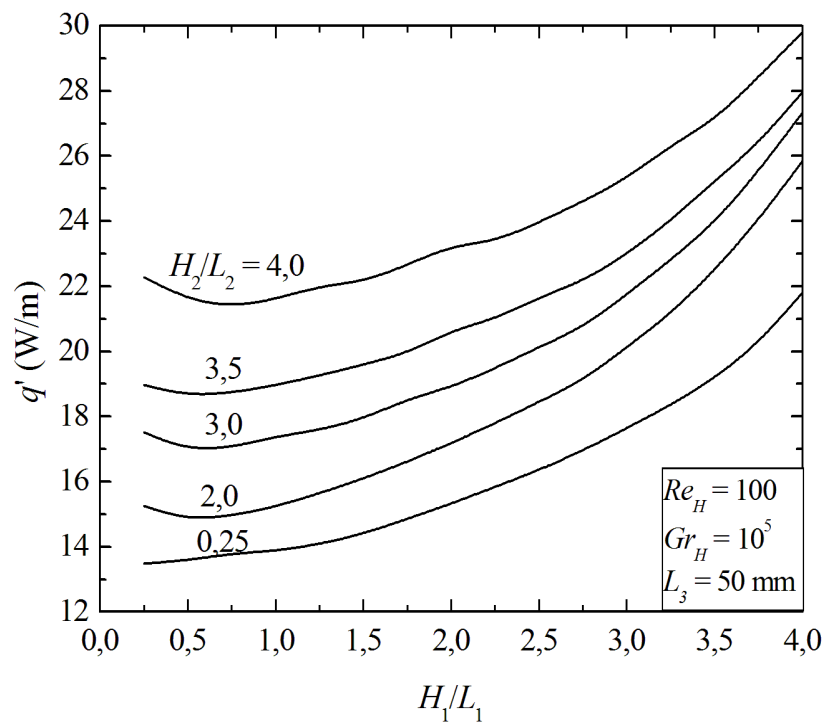


Figura 6.29 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' em um escoamento com $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^5$ em um canal com $L_3 = 50$ mm.

Para o efeito de H_2/L_2 sobre o q'_m , nota-se que recorrentemente a maior razão obteve os melhores resultados, além de que o $L_3 = 50$ mm leva às maiores taxas de transferência de calor por convecção para as mesmas razões das aletas para $L_3 = 100$ mm e também para $L_3 = 200$ mm, mostrados na Fig. 6.30.

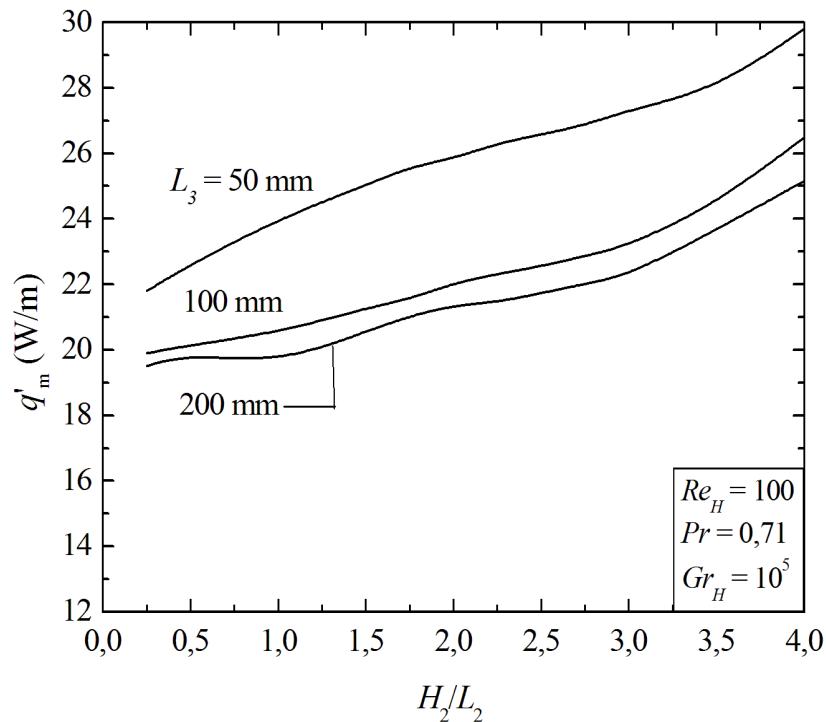


Figura 6.30 – Efeito da razão H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre o q'_m para $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^5$.

No âmbito dos campos de temperatura, tem-se uma grande semelhança das distribuições explanadas para o $Gr_H = 10^3$, evidenciando uma recirculação de fluido na Fig. 6.31 (a). Já as outras configurações das Figs. 6.31 (b) e (c) tem-se uma amostra visual do regime laminar do fluido.

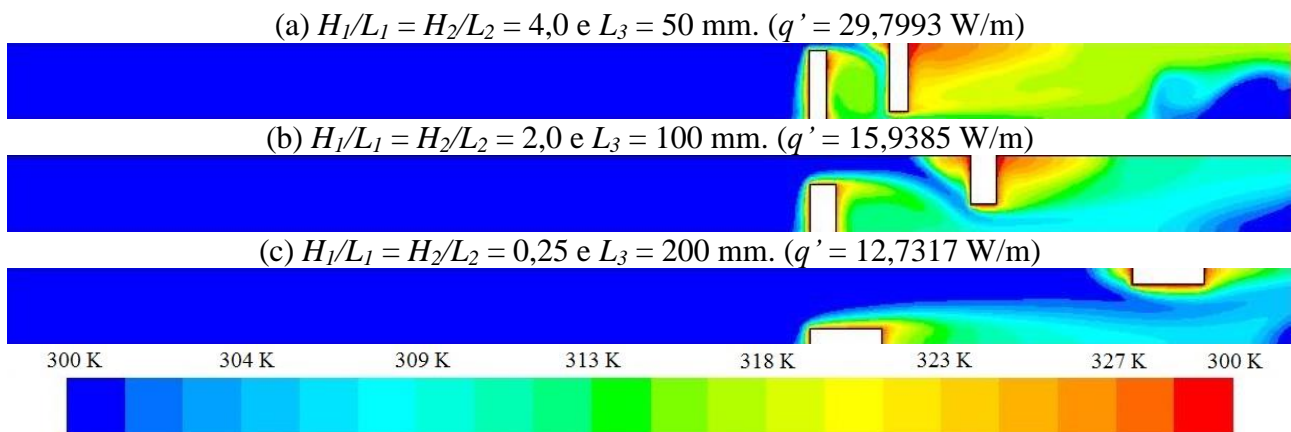


Figura 6.31 - Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 100$ e $Gr_H = 10^5$.

Finalizando essa análise, apresentam-se os resultados para o $Re_H = 200$, evidenciando alguns pontos como feito nas discussões anteriores. Por exemplo, a Fig. 6.32 apresenta o efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' , onde obteve-se o q' máximo para a maior razão analisada para todas as razões H_2/L_2 .

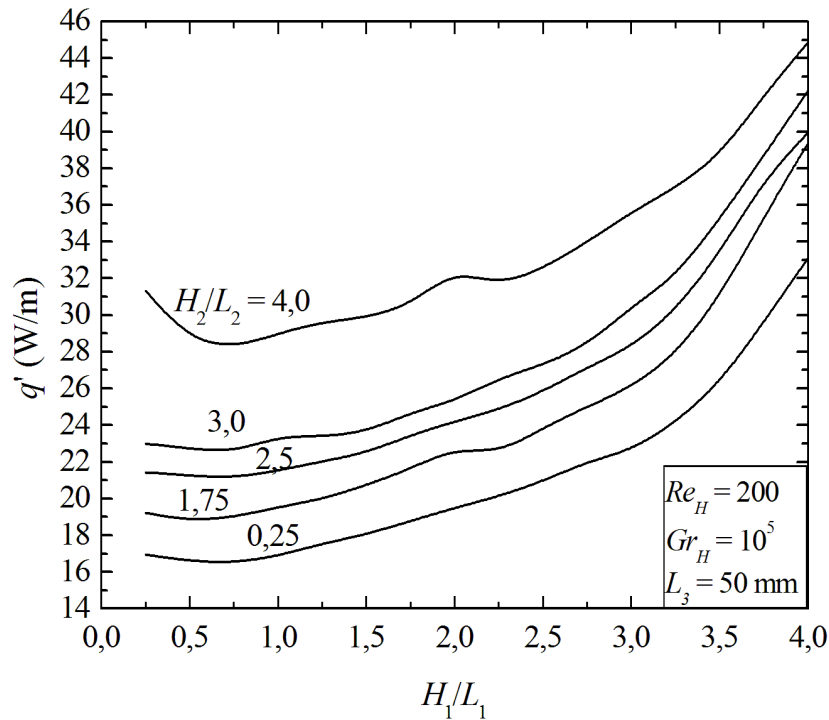


Figura 6.32 - Efeito da razão H_1/L_1 sobre o q' em um escoamento com $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^5$ em um canal com $L_3 = 50$ mm.

O efeito da razão H_2/L_2 mostrado na Fig. 6.33 tem alguns pontos de oscilação em sua curva. Porém, a geometria ótima global tende aos mesmos valores obtidos nos estudos com os parâmetros anteriores, exceto para $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^5$.

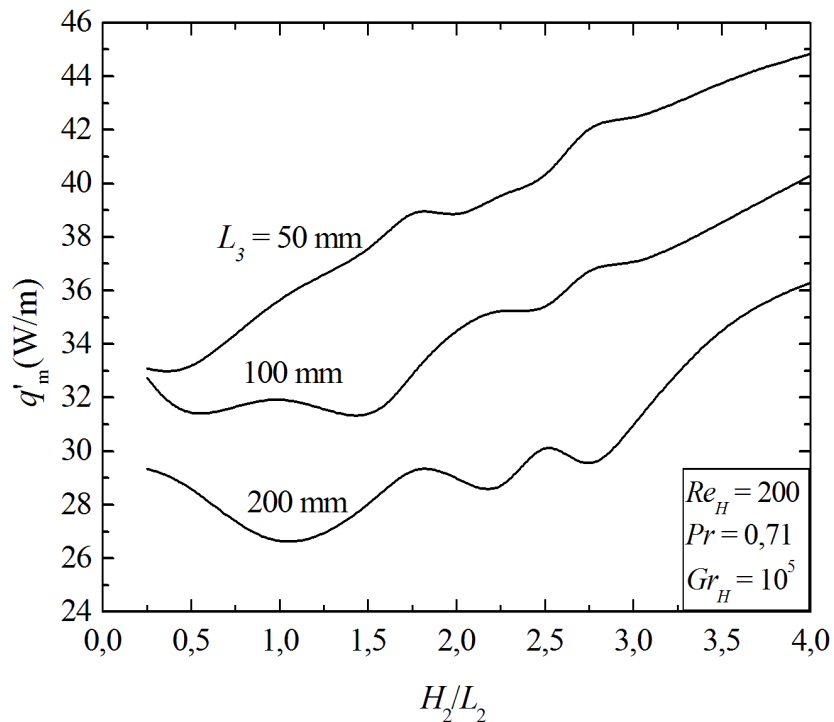


Figura 6.33 - Efeito da razão H_2/L_2 com $(H_1/L_1)_o = 4,0$ sobre o q'_m para $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^5$.

As distribuições dos campos de temperatura começam a ser analisadas na Fig. 6.34(a), onde se tem $H_1/L_1 = H_2/L_2 = 4,0$ e $L_3 = 50$ mm, que foi a configuração que obteve a maior taxa de transferência de calor. A Figura 6.34 (b) resultou em uma taxa de transferência de calor de valor intermediário e a última, a Fig. 6. 34 (c), a que levou a pior taxa de transferência de calor. E novamente, mostram o comportamento laminar para essas duas últimas configurações geométricas (Figs. 6.34 (b) e (c)).

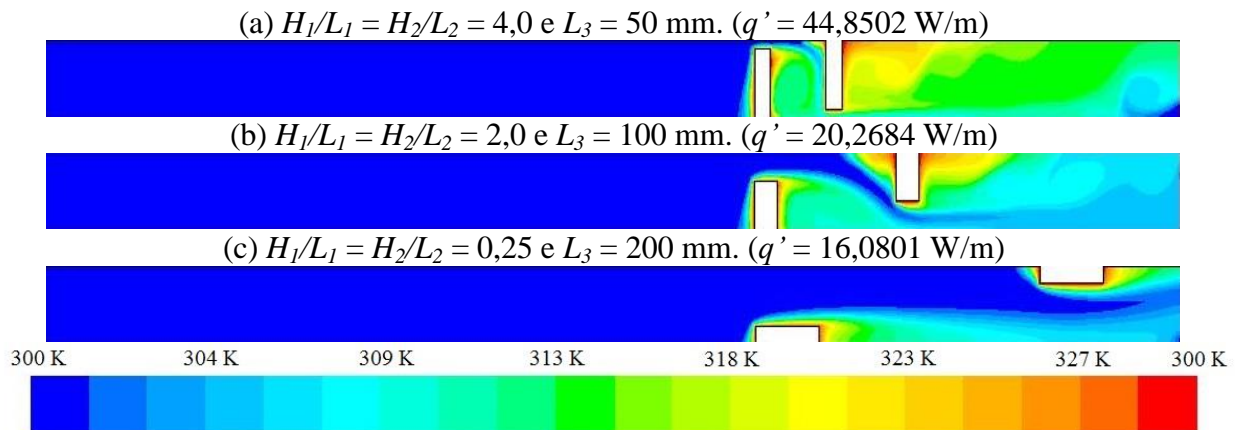


Figura 6.34 - Distribuição dos campos de temperatura para um escoamento com $Re_H = 200$ e $Gr_H = 10^5$.

Com relação à pluma ascendente verificada nos outros casos citados, aqui essa possui uma instabilidade maior para os casos com $Gr_H = 10^5$. Essa pluma instável interagindo com o escoamento oriundo da entrada do canal, faz com que a incidência do escoamento sobre as aletas (principalmente a posicionada a jusante do escoamento) tenha um comportamento bastante oscilante.

Após a análise realizada, pode-se agora avaliar e recomendar uma geometria ótima ou geometrias ótimas de acordo com os parâmetros do escoamento (Figs.6.35, 6.36 e 6.37). Para o escoamento com $Re_H = 10$ obtém-se um q'_{mmm} quando a razão da aleta a montante do escoamento for $(H_1/L_1)_{ooo} = 4,0$ e a razão das dimensões da aleta a jusante for de $(H_2/L_2)_{oo} = 0,25$ e com um $(L_3)_o = 200$ mm, como mostram as Figs. 6.35, 6.36 e 6.37. Já para os escoamentos com mecanismo motriz mais intenso, com $Re_H = 100$ e 200 , segue uma convergência de geometria para as razões das dimensões das aletas, onde essas são $H_1/L_1 = H_2/L_2 = 4,0$ e L_3 . Vale destacar ainda, que o efeito de Re_H sobre a razão $(H_2/L_2)_{oo}$ e sobre $(L_3)_o$ obtido aqui é diferente do observado para os casos anteriores ($Gr_H = 10^3$ e 10^4).

Assim como para $Gr_H = 10^3$ e 10^4 , mostra-se agora a diferença dos pontos de máximo e mínimo global, onde o $Re_H = 10$ teve uma diferença de cerca de 36%, para o $Re_H = 100$ os mesmos diferem em 135% e ainda uma diferença de em torno de 190% para o $Re_H = 200$.

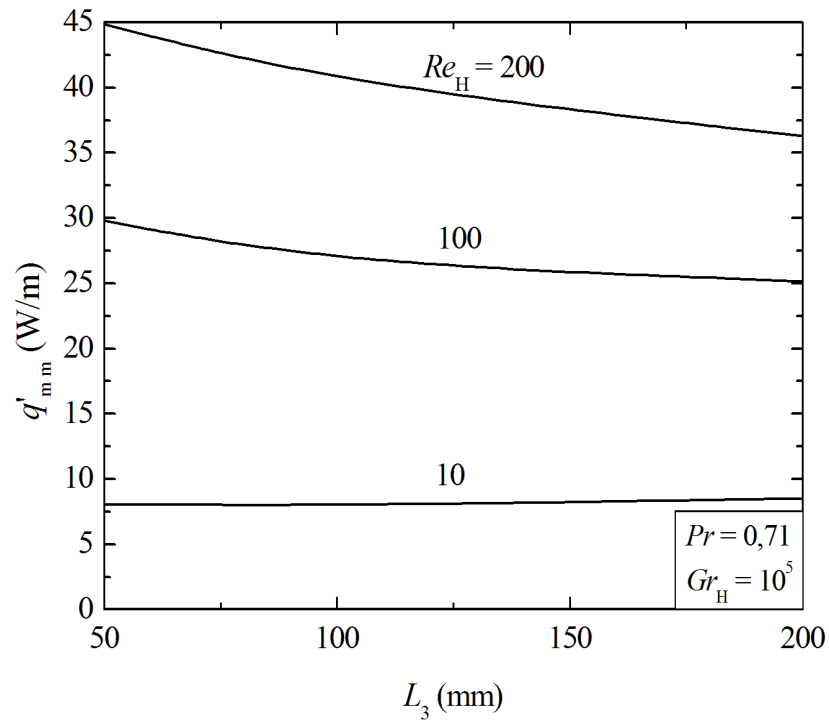


Figura 6.35 - Efeito do Grau de Liberdade L_3 sobre o q'_{mm} para $Gr_H = 10^5$.

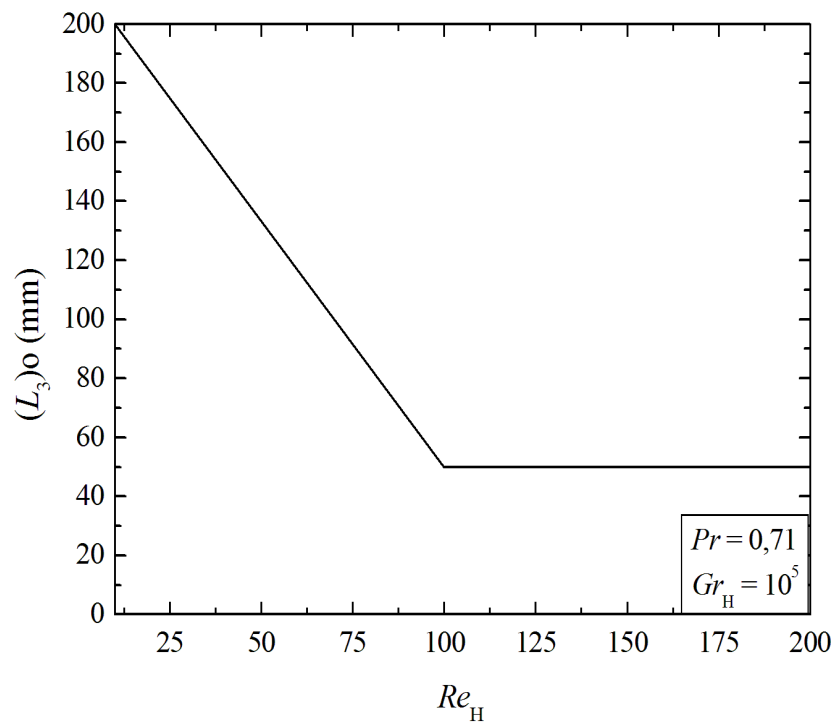


Figura 6.36 – Influência do Re_H na geometria ótima do $(L_3)_o$.

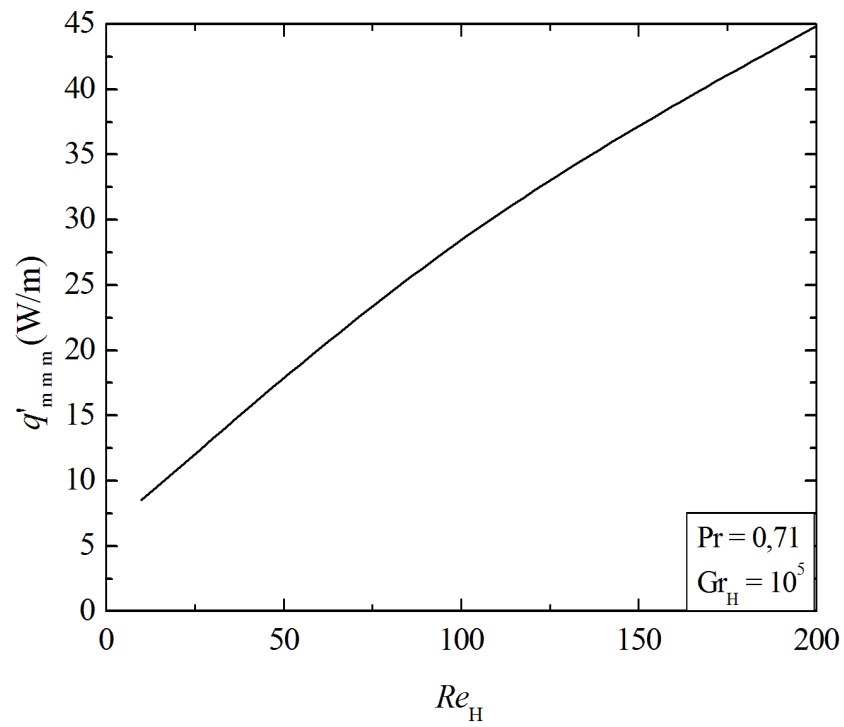


Figura 6.37 – Influência do Re_H sobre a taxa de transferência de calor três vezes maximizada (q'_{mmm}).

7. CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE CONTINUIDADE

Um estudo numérico foi conduzido a fim de avaliar o efeito da geometria em escoamentos laminares com convecção mista em um canal retangular bidimensional com duas aletas, empregando o método de Design Construtal. Os estudos foram realizados para números os números de Reynolds, $Re_H = 10, 100$ e 200 , além de avaliar os números de Grashof, $Gr_H = 10^3, 10^4$ e 10^5 para um número de Prandtl $Pr = 0,71$.

Nesse estudo, foram realizadas comparações com o trabalho de Amaral Junior (2007) com o intuito de verificar o código computacional e também um estudo do refinamento de malha para avaliar a convergência dos resultados. A partir disso, solucionaram-se as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia utilizando o método dos volumes finitos (MVF) no ambiente computacional do software FLUENT®.

A partir do objetivo principal dessa pesquisa, podem-se ressaltar algumas conclusões a respeito da geometria. Percebeu-se que para um $Re_H = 100$ com $(H_1/L_1)_{ooo}$, $(H_2/L_2)_{oo}$ e $(L_3)_o$, obteve-se melhores resultados para taxa de transferência de calor por convecção (q') que algumas variações geométricas estudadas para o escoamento com $Re_H = 200$.

Portanto, os resultados indicam que mesmo em escoamentos com maior imposição de mecanismo motriz, as piores geometrias conduzem a desempenhos térmicos inferiores quando comparados a escoamentos com uma menor intensidade no mecanismo, porém com uma geometria otimizada. Assim, destaca-se a importância de se avaliar a geometria do problema para que se obtenha melhores desempenhos.

Ainda, a respeito da relação entre geometria e o Re_H , percebeu-se que quando variado o número de Grashof para um $Re_H = 10$ a geometria ótima foi influenciada; quando o $Gr_H = 10^4$ torna-se o melhor distanciamento entre os centros das aletas $L_3 = 200$ mm e também quando esse foi elevado para $Gr_H = 10^5$ manteve-se esse distanciamento ótimo.

Para o caso com $Gr_H = 10^5$ também houve um comportamento diferente do efeito da razão ótima (H_2/L_2) obtida, que neste caso foi $(H_2/L_2)_o = 0,25$ (extremo inferior) ao invés de $H_2/L_2 = 4,0$ (extremo superior) que vinha sendo obtido anteriormente.

Os resultados evidenciam, também, que para todos os valores do número de Grashof, tanto para o $Re_H = 100$ quanto para o $Re_H = 200$ as geometrias ótimas convergiram para uma relação das aletas a montante e jusante e também o distanciamento entre o centro das aletas, sendo assim, obteve-se $(H_1/L_1)_{ooo} = 4,0$, $(H_2/L_2)_{oo} = 4,0$ e $(L_3)_o = 50$ mm.

No âmbito das distribuições dos campos de temperatura, pode-se notar que quando tem-se o $Re_H = 10$, onde a convecção natural é predominante, o fluido tem um movimento ascendente proporcionado pelas forças de empuxo sobrepondo os campos de velocidade do escoamento por convecção forçada do canal. Esse ponto é mais evidente com o aumento significativo do número de Grashof, tornando assim mais intenso esse aspecto quando o $Gr_H = 10^5$, formando certas plumas convectivas perto das aletas.

Ressalta-se os campos de temperatura para o $Re_H = 100$ e 200 , onde tem-se para o $Gr_H = 10^3$, uma predominância da convecção forçada sobre as forças de empuxo mostrando um comportamento bastante característico do escoamento laminar, porém ocorrem recirculações quando as dimensões das aletas obstruem a passagem do fluido.

E ainda, tratando dos escoamentos com $Re_H = 100$ e 200 , mas agora com uma intensificação das forças de empuxo, ou seja, $Gr_H = 10^4$ e 10^5 , pode-se perceber que essa talvez seja uma região de transição da predominância forçada para a natural, devido aos campos de temperatura apresentarem alguns aspectos característicos da influência das forças de empuxo.

De uma forma geral, o Design Construtal permitiu maximizar o desempenho térmico dos casos estudados significativamente. Além disso, mostrou-se também que na maioria dos casos estudados a configuração ótima foi obtida quando as aletas possuíam maior inserção no canal e as aletas estavam mais próximas, exceto para o caso $Re_H = 10$ e $Gr_H = 10^5$ (que indicam um caso de forte dominância da convecção natural). Neste último caso, o melhor arranjo foi obtido para a aleta a jusante com pequena relação H_2/L_2 e um distanciamento maior, $(L_3)_o = 200$ mm. Portanto, o mecanismo motriz do escoamento apresentou influência significativa apenas para casos extremos onde a convecção natural é dominante.

Com as conclusões e considerações apresentadas, como proposta de continuidade para o presente trabalho aponta-se:

- Avaliar o distanciamento entre as aletas (L_3) para valores menores;
- Analisar mais variações para o número de Reynolds ainda no regime laminar para verificar se a tendência de geometria se confirma;
- Propor uma análise geométrica em regime turbulento para $Re_H \geq 2000$;
- Investigar o ponto transição da predominância da convecção natural para convecção mista em canais aletados;
- Estabelecer variações do comprimento de entrada do canal (L_e);
- Avaliar outros valores de ϕ ;

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADEWUMI, O. O., BELLO-OCHEDE, T., MEYER, J.P., **Constructal design of combined microchannel and micro pin fins for electronic cooling**, International Journal of Heat and Mass Transfer, v.66, p. 315-323, 2013.
- ALMOGBEL, M.; BEJAN, A. **Conduction Trees with Spacing at the Tips**, International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 42, p. 3739-3756, 1999.
- ALVES, T. A., **Resfriamento conjugado de aquecedores discretos em canais**, Campinas, SP, [s.n.], 2010.
- ALVES, T. A., ALTEMANI, C. A. C., **An invariant descriptor for heaters temperature prediction in conjugate cooling**, International Journal of Thermal Sciences, v. 58, p. 92-101, 2012.
- AMARAL JUNIOR, J. B., **Convecção mista em escoamento laminar ou turbulento num canal aquecido inferiormente com fontes discretas**, Itajubá, (MG): UNIFEI, 2007.
- ANSYS, Guia do usuário do Fluent, versão 6.3.16, 2007.
- BARTH, T. J., JEPERSEN, D., 1989. **The Design and Application of *Upwind* Schemes on Unstructured Meshes**, Technical Report AIAA-89-0366, AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, 1989.
- BAZDIDI-TEHRAMI, F., NADERI-ABADI, M., **Numerical analysis of laminar heat transfer in entrance region of a horizontal channel with transverse fins**, Int. Comm. Heat Mass Transfer, v.31, n.2, p. 211-220, 2004.
- BEJAN, A. **Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume**, International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 40, p. 799-816, 1996.
- BEJAN, A. **Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume**, International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 40, p. 799-816,1997.
- BEJAN, A.; ALMOGBEL, M. **Constructal T-shape fins**, International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 43, p. 2101-2115, 2000.
- BEJAN, A., **Shape and Structure, from Engineering to Nature**, Cambridge University Press, Cambridge, UK; 2000.
- BEJAN, A.; KRAUS, A. D. **Heat Transfer Handbook**, John Wiley, Durham, 2003.
- BEJAN, A., **Convection Heat Transfer**, John Wiley, Durham, USA, 2004.
- BEJAN, A. e LORENTE, S., **The Constructal Law (La Loi Constructale)**, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 49, pp. 445-445, 2006.
- BEJAN, A.; LORENTE, S. **Design with Constructal Theory**, John Wiley, New Jersey, 2008.

- BEJAN, A.; ZANE, J. P. **Design in Nature**, Doubleday, New York, 2012.
- BERGMAN, T.L., LAVINE, A.S., INCROPERA, F.P., & DEWITT, D.P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora, 2013.
- BISERNI, C.; ROCHA, L. A. O.; BEJAN, A. **Inverted fins: geometric optimization of the intrusion into a conducting wall**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 47, n. 12–13, p. 2577–2586, 2004.
- BISERNI, C.; ROCHA, L. A. O.; STANESCU, G.; LORENZINI, E. **Constructal H-shaped cavities according to Bejan's theory**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 50, n. 11–12, p. 2132–2138, 2007.
- BOUTINA, L., BESSAIH R., **Numerical simulation of mixed convection air-cooling of electronic components mounted in an inclined channel**. Applied Thermal Engineering, v.31, p.2052-2062, 2011.
- CAMPOS, M.C., **Modelagem, simulação e otimização numérica e experimental de sistemas de resfriamento de equipamentos eletrônicos e motores stirling**, Curitiba, PR, 2004.
- CORDEIRO JUNIOR, L. C. **Convecção mista em cavidades com fontes de calor aletadas**, Guaratinguetá [s.n.], 2010.
- DIY TRADE, 2016. LCD AD board TV board (HL-RTD2660TV.B). Disponível em: <http://www.diytrade.com/china/pd/7110293/LCD_AD_board_TV_board.html>. Acesso em: 25 de Agosto de 2016.
- DESRAYAUD, G., FICHERA, A., MEA, D. **Natural convective cooling of a protruding heat-flux module in a vertical channel**. Proceedings of the 3rd European Thermal Sciences Conference, Heidelberg, Germany, 2000.
- DOS SANTOS, E.D.; ISOLDI, L.A.; SOUZA, J. A.; GOULART, M.M.; RODRIGUES, M.K.; SEIBT, F.M., SOUZA, R. V.; ROCHA, L.A.O. **Constructal design of a rectangular fin intruded into forced convective lid-driven cavity flows**. Proceedings of Constructal Law Conference, v. 1, p.126-134, Nanjing, 2013.
- EM DIÁLOGO, 2014. **Atividade do Caderno III - Ciências da Natureza**. Disponível em <<http://www.emdialogo.uff.br/content/atividade-do-caderno-iii-ciencias-da-natureza>>. Acesso em: 12 de setembro de 2015.
- HERNANDEZ, I. V. G.BARBOSA, J. G. S., GUTIÉRREZ, C. C. T., JIMÉNEZ, J. A. B., MORENO, L. A. P., **Numerical Simulation for Mixed Convective Airflow through a Vertical Finned Channel**, Ingeniería Investigación y Tecnología, v.16, n.2, p. 157-172, 2014.
- INCROPERA, F. P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**, 6th Ed., Wiley, 2007.
- ISMAIL, Md. F., REZA, M. O., ZOBAER, ALI, M., **Numerical investigation of turbulent heat convection from solid and longitudinally perforated rectangular fins**. Procedia Engineering, v.56, p. 497-502, 2013.

- KARMO, D., AJIB, S., KHATEEB, A. A. **New method for designing an effective finned heat exchanger**, Applied Thermal Engineering, v. 51, p. 539-550, 2013.
- KIM, J., CHOI, H. **An immersed-boundary finite-volume method for simulation of heat transfer in complex geometries**, Journal of mechanical science and technology, v.18, p. 1026-1035, 2004.
- LORENZINI G., BISERNI C. e ROCHA, L. A. O. **Geometric optimization of isothermal cavities according to Bejan's theory**, International Journal of Heat and Mass Transfer, n. 54, p. 3868–3873, 2011.
- LORENZINI, G.; GARCIA, F. L.; DOS SANTOS, E. D.; BISERNI, C.; ROCHA, L. A. O. **Constructal design applied to the optimization of complex geometries: T-Y-shaped cavities with two additional lateral intrusions cooled by convection**, International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 55, n. 5–6, p. 1505–1512, 2012.
- LORENZINI, G.; BISERNI, C.; CORREA, R. L.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A.; ROCHA, L. A. O. **Constructal design of T-shaped assemblies of fins cooling a cylindrical solid body**, International Journal of Thermal Sciences, v. 83, p. 96–103, set. 2014a.
- LORENZINI, G., BISERNI, C., ROCHA, L.A.O. **Geometric optimization of X-shaped cavities and pathways according to Bejan's theory: Comparative analysis**, International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 73, p. 1-8, 2014b.
- LORENZINI, G., BISERNI, C., ESTRADA, E.D., ISOLDI, A.L., DOS SANTOS, E.D., ROCHA, L.A.O., **Constructal Design of Convective Y-Shaped Cavities by Means of Genetic Algorithm**, Journal of Heat Transfer, v. 136, 2014c.
- LORENZINI, G.; ROCHA, L. A. O. **Geometric optimization of T-Y-shaped cavity according to Constructal design**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 52, n. 21–22, p. 4683–4688, 2009.
- MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 453 p., 2004.
- MOLKI, M., FAGHRI, M., OZBAY, O. **A correlation for heat transfer and Wake effect in the entrance region of an in-line array of rectangular blocks simulation electronic componentes**, Journal of Heat Transfer, v. 117, n.1, p. 40-46, 1995.
- PATANKAR, S. V., **Numerical heat transfer and fluid flow**, McGraw Hill, New York, USA, 1980.
- PISHKAR, I., GHASEMI, B., **Cooling enhancement of two fins in a horizontal channel by nanofluid mixed convection**, International Journal Thermal Science, v.59, p. 141-151, 2012.
- PROJECT 2R, **Estratégias activas de dissipação de calor**, Disponível em: <<https://project2r.com/2015/02/25/pc-cooling-pt-3-estrategias-activas-de-dissipacao-de-calor/>>. Acesso em: 25 de agosto de 2016.

- RAMOS, R. A. V. **Análise da convecção natural em superfícies com fontes de calor**, FEM, Unicamp, 1998. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1998.
- ROCHA, L. A. O., LORENZINI, E. e BISERNI, C. **Geometric optimization of shapes on the basis of Bejan's Constructal theory**. International Communications in Heat and Mass Transfer, n. 32, pp. 1281–1288, 2005.
- SAJEDI, R., TAGHILOU, M., JAFARI, M. **Experimental and numerical study on the optimal fin numbering in an external extended finned tube heat exchanger**. Applied Thermal Engineering, v.83, p. 139 -146, 2015.
- SIEGEL, R., HOWELL, J. R., **Thermal Radiation Heat Transfer**, Taylor & Francis, 4th edition, New York, 2002.
- SOUZA, E. G., **Análise experimental e numérica de convecção forçada em arranjo de obstáculos dentro de canal**, Ilha Solteira, SP, Unesp, 2010
- VERSTEEG, H. K. and MALALASEKERA, W., **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**, Pearson, 2007.
- XIE, Z.; CHEN, L.; SUN, F. **Constructal Optimization of Twice Y-Shaped Assemblies of Fins by Taking Maximum Thermal Resistance Minimization as Objective**. Science China Technological Sciences, v. 53, n. 10, p. 2756–2764, 2010.
- YANG, M.H., YEH, R.H., HWANG J.J., **Forced convective cooling of a fin in a channel**. Energy Conversion and Management, v.51, p.1277-1286, 2010.
- YOUNG, T.J.; VAFAI, K. **Convective cooling of heated obstacle in a channel**. International Journal of Heat and Mass Transfer, Oxford, v.41, n.20, p. 3131-3148, 1998.

APÊNDICE 1 – Código do arquivo

Journal do Software FLUENT®

```
/ Journal File for GAMBIT 2.4.6, Database 2.4.4, ntx86 SP2007051421
```

```
/ Identifier "default_id816"
```

```
/ File opened for write Tue May 05 09:22:53 201/5.
```

```
/ Definição das variáveis Geométricas
```

```
$A = 40000
```

```
$H = 50
```

```
$L = 800
```

```
$Le1 = 500
```

```
$fi1 = 0.0125
```

```
$fi2 = 0.0125
```

```
$H1dL1 = 4
```

```
$H2dL2 = 4
```

```
$L3 = 50
```

```
/ Dimensões das Aletas
```

```
/ Aleta 1
```

```
$L1 = ($fi1*$A/$H1dL1)^0.5
```

```
$H1 = $H1dL1*$L1
```

```
/ Aleta 2
```

```
$L2 = ($fi2*$A/$H2dL2)^0.5
```

```
$H2 = $H2dL2*$L2
```

```
/ Comprimento de entrada
```

```
$Le = $Le1+($L1/2.0)
```

```
/ Coordenadas do Ponto 2
```

```
$x2 = $Le-($L1/2.0)
```

```
$y2 = 0.0
```

/ Coordenadas do Ponto 3

$$x_3 = x_2$$

$$y_3 = H_1$$

/ Coordenadas do Ponto 4

$$x_4 = L_e + (L_1/2.0)$$

$$y_4 = y_3$$

/ Coordenadas do Ponto 5

$$x_5 = x_4$$

$$y_5 = 0.0$$

/ Coordenadas do Ponto 6

$$x_6 = L$$

$$y_6 = 0.0$$

/ Coordenadas do Ponto 7

$$x_7 = x_6$$

$$y_7 = H$$

/ Coordenadas do Ponto 8

$$x_8 = L_e + L_3 + (L_2/2.0)$$

$$y_8 = H$$

/ Coordenadas do Ponto 9

$$x_9 = x_8$$

$$y_9 = H - H_2$$

/ Coordenadas do Ponto 10

$$x_{10} = L_e + L_3 - (L_2/2.0)$$

$$y_{10} = y_9$$

/ Coordenadas do Ponto 11

$$x_{11} = x_{10}$$

$$y_{11} = H$$

/ Coordenadas do Ponto 12

$$x_{12} = 0.0$$

$$y_{12} = H$$

```
vertex create "P1" coordinates 0 0 0
vertex create "P2" coordinates $x2 $y2 0
vertex create "P3" coordinates $x3 $y3 0
vertex create "P4" coordinates $x4 $y4 0
vertex create "P5" coordinates $x5 $y5 0
vertex create "P6" coordinates $x6 $y6 0
vertex create "P7" coordinates $x7 $y7 0
vertex create "P8" coordinates $x8 $y8 0
vertex create "P9" coordinates $x9 $y9 0
vertex create "P10" coordinates $x10 $y10 0
vertex create "P11" coordinates $x11 $y11 0
vertex create "P12" coordinates $x12 $y12 0
edge create "L1" straight "P1" "P2"
edge create "L2" straight "P2" "P3"
edge create "L3" straight "P3" "P4"
edge create "L4" straight "P4" "P5"
edge create "L5" straight "P5" "P6"
edge create "L6" straight "P6" "P7"
edge create "L7" straight "P7" "P8"
edge create "L8" straight "P8" "P9"
edge create "L9" straight "P9" "P10"
edge create "L10" straight "P10" "P11"
edge create "L11" straight "P11" "P12"
edge create "L12" straight "P12" "P1"
face create "F1" wireframe "L1" "L2" "L3" "L4" "L5" "L6" "L7" "L8" "L9" "L10" \
  "L11" "L12" real
face mesh "F1" triangle size 2.0
physics create "Entrada" btype "VELOCITY_INLET" edge "L12"
physics create "Aleta1" btype "WALL" edge "L2" "L3" "L4"
physics create "Aleta2" btype "WALL" edge "L8" "L9" "L10"
physics create "saida" btype "PRESSURE_OUTLET" edge "L6"
physics create "fluido" ctype "FLUID" face "F1"
```


APÊNDICE 2 – Resumo expandido publicado nos Anais do SIEPE – Unipampa

ESCOAMENTO COM CONVECÇÃO MISTA EM UM CANAL COM FONTES DE CALOR: VERIFICAÇÃO DE CÓDIGO COMPUTACIONAL

Maicon Vinicius Altnetter⁽¹⁾, Bárbara Denicol do Amaral Rodriguez⁽²⁾, Elizaldo Domingues dos Santos⁽²⁾

⁽¹⁾ Estudante do curso de Pós – Graduação em Modelagem Computacional e Bolsista de Demanda Social - CAPES; Universidade Federal do Rio Grande; Rio Grande, RS; maiconunipampa@gmail.com

⁽²⁾ Orientadores; Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, Universidade Federal do Rio Grande; RS

RESUMO: O presente trabalho apresenta um estudo de verificação de um código computacional baseado no método de volumes finitos (FLUENT[®]) para a solução de um escoamento interno com convecção mista. Foram realizadas simulações de escoamentos incompressíveis, laminares com convecção mista em um canal com duas fontes de calor

fixadas na superfície inferior. Foi considerado que o ar entra frio no canal com perfis uniformes de velocidade e temperatura. Para o problema serão solucionadas as equações da conservação de massa, da quantidade de movimento e da energia utilizando o Método Numérico de Volumes Finitos. Foi obtido o comportamento do número de Nusselt para vários escoamentos com diferentes números de Reynolds ($1,0 \leq Re \leq 100,0$) e os resultados foram condizentes com os apresentados previamente na literatura. Dessa forma é possível aplicar a presente metodologia numérica em futuros estudos de otimização geométrica em escoamentos transientes em canais com convecção mista.

Palavras-Chave: Convecção mista, Escoamento, Volumes Finitos.

1. INTRODUÇÃO

Estudos a respeito de escoamentos em cavidades e canais com convecção mista são relevantes e vem a despertar muito interesse e estudos no âmbito científico, visto a existência de inúmeras aplicações na engenharia. Como por exemplo, o resfriamento de componentes eletrônicos, trocadores de calor (resfriadores condensadores, evaporadores e geradores de vapor) entre outras aplicações.

Um exemplo de estudo é apresentado em Papanicolau e Jaluria (1990,1991), que investigaram a convecção mista conjugada numa cavidade retangular com uma fonte discreta ou múltiplas fontes fixadas na parede. Outro estudo importante é apresentado em Amaral Júnior (2007), neste estudo foi definido um modelo numérico para a simulação de escoamentos laminares ou turbulentos com convecção mista em canais com duas fontes de calor em sua superfície inferior.

Nesse sentido, realizou-se um estudo de validação do código computacional baseado no método de volumes finitos (MVF), mais precisamente com o software comercial FLUENT[®]. O objetivo é verificar se o método é capaz de reproduzir os campos de temperatura e a taxa de transferência de calor para escoamentos com vários números de Reynolds, mantendo-se fixos os números de Grashof e Prandtl ($Gr = 10^3$ e $Pr = 0.71$). Com a verificação realizada, futuros estudos de otimização em canais aletados ou com fontes poderão ser realizados.

Para esse estudo serão solucionadas as equações que descrevem o escoamento de um fluido com

transferência de calor, onde essas equações são: equação da conservação de massa, da quantidade de movimento e da energia. O Método Numérico de Volumes Finitos foi empregado para resolver as equações (Patankar, 1980; Maliska, 2004). Este método consiste na divisão do domínio de cálculo em uma malha com um número finito de volumes finitos de controle, transformando o conjunto de equações diferenciais em um sistema algébrico de equações.

2. METODOLOGIA

A Figura 1 ilustra o domínio do escoamento a ser estudado. Na entrada do canal foi imposto um perfil constante de velocidades e temperatura e a troca térmica ocorre devido a temperatura das fontes serem mais elevadas que a do escoamento circundante. Com relação as condições iniciais, foi considerado que o escoamento está em repouso ($U=V=T=0$).

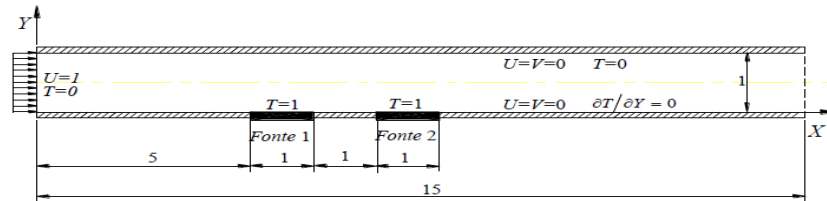


Figura 1- Domínio computacional de escoamento com duas fontes de calor.

Primeiramente, foi realizado um estudo de independência de malha, onde a malha independente foi obtida com 7200 volumes finitos retangulares. Valor encontrado estipulando por um erro da ordem de e^{-2} visando encontrar resultados satisfatórios sem um custo computacional muito elevado. Após a aplicação do teste de independência de malha foram simulados escoamentos com número de Grashof de $Gr = 10^3$ e $Pr = 0,7$ para diferentes números de $Re = 1, 10, 50$ e 100 . Também foi realizada uma comparação entre as soluções permanente e transiente (levando o escoamento até o regime permanente) e os resultados para os números de Nusselt (Nu) foram concordantes dentro dos parâmetros encontrados na literatura.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Como resultados dessa pesquisa, podem-se ressaltar alguns gráficos comparativos entre os dados da literatura e os valores de Nu em relação aos valores de Re para a fonte 1 e fonte 2, para um escoamento no regime permanente. Os resultados são apresentados na Fig. 2(a) e 2(b) para as fontes 1 e 2, respectivamente. É possível observar que os resultados obtidos no presente trabalho e em Amaral Junior (2007) foram concordantes, verificando o modelo empregado no presente trabalho. Além disso, foi possível observar que o aumento do número de Reynolds conduziu a um crescimento sensível no número de Nusselt nos casos avaliados, conforme esperado.

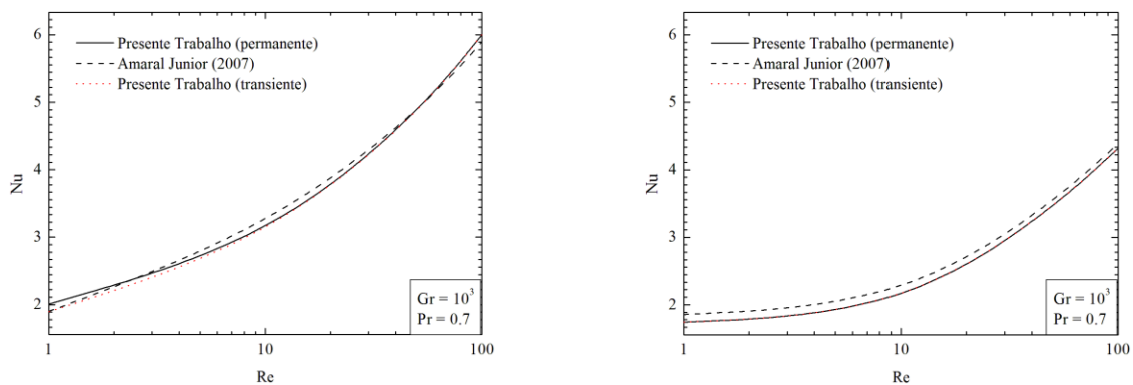


Figura 2 : Número de Nusselt em relação ao número de Reynolds na fonte 1(a) e na fonte 2 (b);

4. CONCLUSÕES

Diante dos resultados obtidos durante as simulações pode-se encontrar um comportamento bastante satisfatório, visto que os números de Nusselt obtidos no presente trabalho são bastante concordantes com os apresentados anteriormente na literatura. Também foi observado que a simplificação do escoamento para o regime permanente não conduziu a diferenças significativas quando comparadas com simulações no regime transiente.

Com isso, concluiu-se que o código pode ser considerado verificado para a simulação de escoamento laminares com convecção mista em um canal com fontes discretas de calor, podendo assim ser utilizado para outros estudos no mesmo âmbito científico, e.g., otimização geométrica da distribuição das fontes ou geometrias de canais com aletas ou ranhuras.

5. REFERÊNCIAS

- AMARAL JUNIOR, J. B., **Convecção mista em escoamento laminar ou turbulento num canal aquecido inferiormente com fontes discretas**, Itajubá, (MG): UNIFEI, 2007.
- MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**, LTC – Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 2004.
- PAPANICOLAU E. JALURIA Y., **Conjugated Mixed Convection From Thermal Sources in a Rectangular Cavity**, *Proc. ASME Winter Annual Meeting*, Vol. HTD-57, pp. 29-40, 1990.
- PAPANICOLAU E., JALURIA Y., **Forced and Mixed Convective Cooling of Multiple Electronic Components in an Enclosure**, *Proc. ASME - A.I.Ch.E. Natl Conf.*, Vol. HTD-171, pp. 20-37, 1991.
- PATANKAR, S.V., **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**, McGraw Hill, New York, 1980.