

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
NÍVEL DOUTORADO**

RAFAEL DA SILVEIRA BORAHEL

**DESIGN CONSTRUTAL APLICADO À CONVECÇÃO DE CALOR EM
CAVIDADES COM OBSTÁCULOS**

São Leopoldo

2024

RAFAEL DA SILVEIRA BORAHEL

**DESIGN CONSTRUTAL APLICADO À CONVECÇÃO DE CALOR EM
CAVIDADES COM OBSTÁCULOS**

Tese apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS).

Orientadora: Profa. Dra. Flávia Schwarz Franceschini Zinani (UNISINOS)

São Leopoldo

2024

B726d

Borahel, Rafael da Silveira.

Desing construtal aplicado à convecção de calor em cavidades com obstáculos / Rafael da Silveira Borahel. – 2024. 130 f. : il. ; 30 cm.

Tese (doutorado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2024.

“Orientadora: Profa. Dra. Flávia Schwarz Franceschini Zinani.”

1. Cavidade de tampa deslizante. 2. Convecção mista. 3. escoamento convectivo. 4. Teoria construtal. 5. Transferência de calor. I. Título.

CDU 621

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
(Bibliotecária: Silvana Dornelles Studzinski – CRB 10/2524)

RAFAEL DA SILVEIRA BORAHEL

**DESIGN CONSTRUTAL APLICADO À CONVECÇÃO DE CALOR EM
CAVIDADES COM OBSTÁCULOS**

Tese apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS).

Orientadora: Profa. Dra. Flávia Schwarz Franceschini Zinani (UNISINOS)

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos – Universidade Federal do Rio Grande (FURG)

Prof. Dr. Guilherme Henrique Fiorot – Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS)

Prof. Dr. Paulo Roberto Wander – Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS)

Aprovado em 22 de fevereiro de 2024

AGRADECIMENTOS

Destino esta página para expressar a minha gratidão a todas as pessoas e instituições que colaboram para o desenvolvimento deste trabalho. Desta maneira, agradeço:

- À Profa. Flávia Schwarz Franceschini Zinani por sua orientação excepcional, conselhos valiosos, ensinamentos inspiradores e exemplo profissional ao longo desta jornada. Sua dedicação e comprometimento foram fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho e para o meu crescimento como pesquisador.

- Ao Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha por ter me apresentado o tema deste trabalho, que se mostrou tão rico e desafiador. Também sou grato pelos ensinamentos sobre a teoria construtal e pela correção dos artigos desenvolvidos ao longo do doutorado.

- À minha esposa (Samanta dos Santos Alexandre Borahel) e mãe (Aglair Jussara da Silveira Borahel) por estarem ao meu lado em todos os momentos, oferecendo amor, apoio, compreensão e um ombro amigo nos momentos mais difíceis dessa jornada. O encorajamento constante de vocês foi fundamental para esta conquista.

- Aos colegas (bolsistas de iniciação científica e discentes do PPGEM) por todas as conversas, momentos de descontração e troca de experiências e saberes.

- Ao PPGEM pela estrutura fornecida para a realização dessa pesquisa, bem como ao quadro docente do programa por todo o acolhimento e zelo que tiveram comigo e os demais discentes.

- À CAPES pela bolsa de estudo concedida, a qual me permitiu realizar essa pesquisa.

AGRADECIMENTOS À CAPES

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

"Dedico este trabalho à minha família, principalmente ao meu pai, Ricardo Mendes Borahel, e aos meus avós, Jaime da Silveira e Maria Rosa da Silveira, que por força do destino não puderam testemunhar esta conquista. Todo o amor, apoio e exemplos proporcionados por vocês no passado foram fundamentais para a minha jornada.

AMO TODOS VOCÊS!"

RESUMO

Pela ótica do design construtal, investigou-se neste trabalho o processo de convecção no interior de uma cavidade de tampa deslizante com um bloco isotérmico (BI) dentro, objetivando maximizar a taxa adimensional de transferência de calor (q^*) nas paredes do bloco. Mantendo o BI verticalmente centralizado ($y_0^* = 0,5$) na cavidade, os graus de liberdade (GL) admitidos ao sistema foram: a razão de aspecto da cavidade (AR), a razão de aspecto do BI (AR_0) e a posição horizontal adimensional do BI no interior da cavidade (x_0^*). Além desses parâmetros, o tamanho do BI – simbolizado por ϕ – também foi considerado um parâmetro de projeto chave do sistema. Nesse sentido, quatro diferentes tamanhos foram contemplados a ele ($\phi = 1/4, 1/8, 1/16$ e $1/32$), possibilitando a análise de seus efeitos sobre o escoamento e a troca térmica convectiva. Pela variação desses parâmetros, um total de 280 diferentes designs foram originados e testados para o sistema, todos os quais individualmente analisados nos cenários de convecção forçada, mista e natural dominantes, resultando em 840 casos analisados. O escoamento no interior da cavidade foi considerado newtoniano, bidimensional, laminar, incompressível e permanente (não dependente do tempo). O modelo matemático foi composto pelas equações de conservação da massa, quantidade de movimento (nas direções x e y) e energia. Todas as equações foram solucionadas computacionalmente, através de simulações numéricas executadas no ANSYS FLUENT 2023 R1, que faz uso do método dos volumes finitos (MFV). Dentre os 280 diferentes designs originados e testados para o sistema, o que mais se destacou na promoção de q^* foi definido por $AR = 0,35$ (cavidade horizontal) e $AR_0 = 1$ (BI quadrado). Através desse design, admitindo ao BI o seu maior tamanho ($\phi = 1/4$), é que se alcançou o máximo valor de q^* (31,19), que foi obtido com o BI sutilmente deslocado para a direita ($x_0^* = 0,6$) no cenário de convecção forçada dominante. Em geral, esta configuração do sistema teve destaque na promoção de q^* por apresentar uma tampa deslizante maior, que desloca uma quantidade mais significativa de fluido, incrementando assim a quantidade de movimento do escoamento. Somado a isso, o formato horizontal da cavidade faz com que sua fenda superior seja mais estreita, aproximando a parede superior do BI à tampa deslizante e, conseqüentemente, reduzindo a espessura da camada limite térmica que se desenvolve ali, o que beneficia a transferência de calor.

Palavras-chave: Teoria Construtal. Cavidade de Tampa Deslizante. Escoamento Convectivo. Transferência de Calor. Convecção Mista.

ABSTRACT

From the perspective of the constructal design, this work investigated the convection process in a lid-driven cavity with an isothermal block (BI) inside, with the aim of maximizing the dimensionless heat transfer rate (q^*) on the walls of the block. Keeping the BI vertically centred ($y_0^* = 0,5$) in the cavity, the degrees of freedom (GL) considered for the system were the cavity and BI aspect ratios (AR and AR_0 , respectively), combined with the dimensionless horizontal position of the BI inside the cavity (x_0^*). In addition to these parameters, the size of the isothermal block – symbolized by ϕ – was also considered a key parameter of the system. For this purpose, four different sizes were considered to the BI ($\phi = 1/4, 1/8, 1/16$ and $1/32$), making it possible to analyze their effects on the flow and convective heat transfer inside the system. By varying these parameters, a total of 280 different designs were generated and tested for the system, which were evaluated in the dominant forced, mixed, and natural convection scenarios, resulting in 840 analyzed cases. The convective flow inside the cavity was considered Newtonian, two-dimensional, laminar, incompressible and steady-state. The mathematical model consisted of the conservation equations of mass, momentum (in x and y directions) and energy. All the equations were solved computationally through numerical simulations carried out in ANSYS FLUENT 2023 R1, which uses the finite volume method (MVF). Among the 280 different designs created and tested for the system, the one that proved to be the most effective in promoting q^* was characterized by $AR = 0.35$ (horizontal cavity) and $AR_0 = 1$ (square). Through this design, giving to the BI its largest size ($\phi = 1/4$), the maximum value of q^* (31,19) was achieved with the BI subtly shifted to the right ($x_0^* = 0,6$) in the forced convection scenario. In general, this system configuration stood out in promoting q^* due to having a larger lid, which moves a greater amount of fluid, thus increasing the momentum of the flow. In addition, the horizontal shape of the cavity narrows its upper gap, bringing the top wall of the BI closer to the sliding lid and thus reducing the thickness of the thermal boundary layer that forms there, which benefits heat transfer.

Keywords: Constructal Theory. Lid-driven Cavity. Convective Flow. Heat Transfer. Mixed Convection.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Representação de uma cavidade com tampa deslizante e escoamento interno	20
Figura 2.1 – Esfera genérica submetida aos diferentes mecanismos de convecção	28
Figura 2.2 – Aplicações cujo escoamento é bem retratado pelo problema de tampa deslizante, como (a) fornos, (b) arrefecimento dos componentes de um microcomputador, (c) resfriamento de componentes de uma placa integrada e (d) ventilação de ambientes prediais	30
Figura 2.3 – Representação do escoamento interno em uma cavidade de tampa deslizante	31
Figura 2.4 – Linhas de corrente em uma cavidade de tampa deslizante com um BI quadrado ..	36
Figura 2.5 – Cavidade estudada por Moayedi <i>et al.</i> (2022) com aletas de quatro diferentes designs em sua base: (a) aleta em T, (b) aleta em Y, (c) aleta em Γ e (d) aleta em Γ	40
Figura 2.6 – Sistemas de escoamento ponto-área/volume com arquitetura de árvore	46
Figura 2.7 – Fluxograma da aplicação do MDC em um problema genérico de engenharia	48
Figura 3.1 – Representação esquemática do domínio computacional do sistema estudado	54
Figura 3.2 – Malha M1 testada para a discretização da cavidade de $\phi = 1/4$ e $AR_0 = 2,0$	64
Figura 3.3 – Perfis de u^* e v^* obtidos por Islam <i>et al.</i> (2012), Moraga <i>et al.</i> (2017) e presente trabalho, onde (a) $Ri = 0,1$; (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$	65
Figura 4.1 – Vetores de velocidade do escoamento nos designs em que o BI exibe sua máxima extensão vertical, alcançada através de $AR_0 = 3,0$ ($\phi = 1/4$), $AR_0 = 6,0$ ($\phi = 1/8$ e $1/32$) e $AR_0 = 10$ ($\phi = 1/16$), onde: (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$	68
Figura 4.2 – Perfis de velocidade horizontal adimensional (u^*) na linha de centro vertical ($L^* = 0,5$) do sistema para diferentes valores de AR_0 e ϕ – com $x_0^* = 0,5$ mantido fixo – onde: (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$	70
Figura 4.3 – Perfis de velocidade vertical adimensional (v^*) na linha de centro horizontal ($H^* = 0,5$) do sistema para diferentes valores de AR_0 e ϕ – com $x_0^* = 0,5$ mantido fixo – onde: (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$	72
Figura 4.4 – Efeitos de AR_0 e Ri sobre a taxa de transferência de calor adimensional (q^*) do BI horizontalmente centralizado ($x_0^* = 0,5$) no interior da cavidade de tampa deslizante, onde: (a) $\phi = 1/4$, (b) $\phi = 1/8$, (c) $\phi = 1/16$ e (d) $\phi = 1/32$	74
Figura 4.5 – Contornos de temperatura adimensional (θ^*) e vetores de velocidade do escoamento nas configurações do sistema com $AR_0 = 2,0$ e $6,0$ e $\phi = 1/16$ e $1/32$, onde: (a) $Ri = 0,1$ e (b) $Ri = 1,0$	76

Figura 4.6 – Contornos de temperatura adimensional (θ^*) e vetores de velocidade do escoamento nas configurações do sistema com $\phi = 1/4$ e $AR_0 = 1,0, 2,0$ e $3,0$; avaliados para (a) $Ri = 0,1$; (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$	77
Figura 4.7 – Contornos de temperatura adimensional (θ^*) e vetores de velocidade do escoamento para o design de $AR_0 = 3,0$ e $\phi = 1/4$, considerando o BI horizontalmente posicionado em diferentes posições, onde: (i) $Ri = 0,1$, (ii) $Ri = 1,0$ e (iii) $Ri = 10$	80
Figura 4.8 – Efeitos de AR e ϕ sobre a taxa de transferência de calor adimensional (q^*), assumindo $x_0^* = 0,5$ e $y_0^* = 0,5$, onde: (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$	84
Figura 4.9 – Efeitos de AR e ϕ sobre a taxa de transferência de calor adimensional (q^*) em cada uma das paredes do BI, assumindo $x_0^* = 0,5$ e $y_0^* = 0,5$, onde: (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$	86
Figura 4.10 – Participação percentual de cada parede do BI para a sua taxa de transferência de calor adimensional (q^*), avaliada para (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$, considerando duas configurações para o sistema: (i) $AR = 0,35$ ($\phi = 1/4$) e (ii) $AR = 3,0$ ($\phi = 1/4$)	88
Figura 4.11 – Contornos adimensionais de temperatura (θ^*) e velocidade (U^*) do escoamento no interior do sistema de melhor design em termos de q^* [$AR = 0,35$ ($\phi = 1/4$)], avaliados para (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$	89
Figura 4.12 – Contornos adimensionais de temperatura (θ^*) e velocidade (U^*) do escoamento para $AR = 3,0$ ($\phi = 1/4$), obtidos com (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$	92
Figura 4.13 – Efeitos de x_0^* sobre a taxa de transferência de calor adimensional (q^*) em cada parede do bloco isotérmico para o design de melhor desempenho ($AR = 0,35$; $\phi = 1/4$), avaliados para $Ri = 0,1, 1,0$ e 10	94
Figura 4.14 – Contornos adimensionais de temperatura (θ^*) e velocidade (U^*) do escoamento na cavidade de melhor desempenho ($AR = 0,35$; $\phi = 1/4$) com o BI posicionado em $x_0^* = 0,2$ e $x_0^* = 0,8$, avaliados para (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$	96
Figura 4.15 – Efeitos de AR_0 e Ri sobre q^* para (a) $AR = 0,5$; (b) $AR = 1,0$ e (c) $AR = 2,0$; onde: (i) $\phi = 1/4$, (ii) $\phi = 1/8$, (iii) $\phi = 1/16$ e (iv) $\phi = 1/32$	102
Figura 4.16 – Contornos adimensionais de (i) temperatura (θ^*) e (ii) velocidade (U^*) do escoamento no interior da cavidade de máximo formato vertical ($AR = 2,0$) com $\phi = 1/4$ e $Ri = 0,1$; obtidos com (a) $AR_0 = 0,7$ e (b) $AR_0 = 6,0$	104
Figura 4.17 – Contornos adimensionais de temperatura (θ^*) e velocidade (U^*) do escoamento no interior da cavidade de máximo formato horizontal ($AR = 0,5$) com $\phi = 1/4$ e $Ri = 0,1$; obtidos com (a) $AR_0 = 0,175$ e (b) $AR_0 = 1,5$	106

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Compilado de estudos que abordam o problema de escoamento convectivo no interior de cavidades	43
Tabela 2.2 – Compilado de estudos que abordam o problema de escoamento convectivo no interior de cavidades via MDC	52
Tabela 3.1 – Pares de AR_0 e ϕ que originaram os designs avaliados para o sistema na Etapa 1	58
Tabela 3.2 – Pares de AR e ϕ que originaram os designs avaliados para o sistema na Etapa 2	59
Tabela 3.3 – Pares de AR e AR_0 dos designs de $\phi = 1/4$ avaliados para o sistema no Etapa 3	59
Tabela 3.4 – Pares de AR e AR_0 dos designs de $\phi = 1/8$ avaliados para o sistema na Etapa 3	59
Tabela 3.5 – Pares de AR e AR_0 dos designs de $\phi = 1/16$ avaliados para o sistema na Etapa 3	60
Tabela 3.6 – Pares de AR e AR_0 dos designs de $\phi = 1/32$ avaliados para o sistema na Etapa 3	60
Tabela 3.7 – Valores de $\bar{Nu}_{\sqrt{A_0}}$ obtidos por Islam <i>et al.</i> (2012) e presente trabalho	66
Tabela 4.1 – Efeitos de x_0^* sobre q^* para o design de melhor desempenho na promoção da troca térmica convectiva ($AR_0 = 3,0$ e $\phi = 1/4$), avaliados para $Ri = 0,1; 1,0$ e 10	78
Tabela 4.2 – Efeitos de x_0^* sobre a taxa de transferência de calor adimensional (q^*) para o design de melhor desempenho ($AR = 0,35; \phi = 1/4$), avaliados para $Ri = 0,1, 1,0$ e 10	93

LISTA DE SIGLAS

BI	Bloco Isotérmico
CFD	Fluidodinâmica Computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
DoE	Design de Experimento (<i>Design of Experiment</i>)
GCI	Índice de Convergência de Malha (<i>Grid Convergence Index</i>)
GL	Graus de Liberdade
MDC	Método de Design Construtal
MVF	Método dos Volumes Finitos
PCM	Material de Mudança de Fase (<i>Phase Change Material</i>)

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da Cavidade	[m ²]
A_0	Área do Bloco Isotérmico	[m ²]
A_{q^*}	Área de Troca Térmica	[m ²]
AR	Razão de Aspecto da Cavidade	[-]
AR_{fin}	Razão de Aspecto da Aleta	[-]
AR_0	Razão de Aspecto do Bloco Isotérmico	[-]
Bi	Número de Bingham	[-]
c_p	Calor Específico	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
COI_x	Índice de Ocupação Horizontal da Cavidade	[-]
COI_y	Índice de Ocupação Vertical da Cavidade	[-]
Da	Número de Darcy	[-]
Ec	Número de Eckert	[-]
\vec{g}	Aceleração da Gravidade	[m s ⁻²]
Gr	Número de Grashof	[-]
H	Altura da Cavidade	[m]
H^*	Altura Adimensional da Cavidade	[-]
Ha	Número de Hartmann	[-]
H_0	Altura do Bloco Isotérmico	[m]
H_0^*	Altura Adimensional do Bloco Isotérmico	[-]
k	Condutividade Térmica	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
L	Comprimento da Cavidade	[m]
L^*	Comprimento Adimensional da Cavidade	[-]
L_c	Comprimento Característico	[m]
L_0	Comprimento do Bloco Isotérmico	[m]
L_0^*	Comprimento Adimensional do Bloco Isotérmico	[-]
\bar{Nu}	Número de Nusselt Médio	[-]
p	Pressão	[Pa]
p^*	Pressão Adimensional	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
q	Taxa de Transferência de Calor nas Paredes do Bloco Isotérmico	[W]

q^*	Taxa Adimensional de Transferência de Calor nas Paredes do BI	[-]
q''	Fluxo de Calor nas Paredes do Bloco Isotérmico	[W m ⁻²]
Ra	Número de Rayleigh	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
Ri	Número de Richardson	[-]
T	Temperatura	[K]
T_0	Temperatura do Bloco Isotérmico	[K]
T_{lid}	Temperatura da Tampa Deslizante	[K]
T_r	Temperatura de Referência	[K]
u	Velocidade Horizontal do Escoamento	[m s ⁻¹]
u^*	Velocidade Horizontal Adimensional do Escoamento	[-]
U	Velocidade do Escoamento	[m s ⁻¹]
U_{lid}	Velocidade de Deslocamento da Tampa Deslizante	[m s ⁻¹]
v	Velocidade Vertical do Escoamento	[m s ⁻¹]
v^*	Velocidade Vertical Adimensional do Escoamento	[-]
W	Profundidade Unitária da Cavidade	[m]
x	Coordenada Cartesiana Horizontal	[m]
x^*	Coordenada Cartesiana Adimensional na Direção Horizontal	[-]
x_0	Posição Horizontal do Centro Geométrico do Bloco Isotérmico	[m]
x_0^*	Posição Horizontal Adimensional do Centro Geométrico do BI	[-]
y	Coordenada Cartesiana Vertical	[m]
y^*	Coordenada Cartesiana Adimensional na Direção Vertical	[-]
y_0	Posição Vertical do Centro Geométrico do Bloco Isotérmico	[m]
y_0^*	Posição Vertical Adimensional do Centro Geométrico do BI	[-]

Símbolos Gregos

β	Coefficiente de Expansão Térmica	[K ⁻¹]
θ^*	Temperatura Adimensional	[-]
λ	Índice do Modelo Power-Law para Fluidos não-Newtonianos	[-]
μ	Viscosidade Dinâmica	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
ω	Viscosidade Cinemática	[m ² s ⁻¹]

ρ	Massa Específica	[kg m ⁻³]
ϕ	Razão de Área entre o Bloco Isotérmico e a Cavidade	[-]
ϕ_{fin}	Razão de Área entre a Aleta e a Cavidade	[-]
ψ	Fração Volumétrica de Nanopartículas Metálicas	[-]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	19
1.1 OBJETIVOS DO TRABALHO	24
1.1.1 Objetivo Geral.....	25
1.1.2 Objetivos Específicos.....	25
1.2 JUSTIFICATIVAS	25
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	26
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	27
2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO	27
2.1.1 Convecção Forçada, Natural e Mista.....	27
2.1.2 Convecção Mista em Cavidades de Tampa Deslizante	29
2.1.2.1 Estudos sobre Cavidades de Tampa Deslizante sem Obstáculos Internos	32
2.1.2.2 Estudos sobre Cavidades de Tampa Deslizante com Obstáculos Internos.....	33
2.1.2.3 Estudos sobre Cavidades Aletadas de Tampa Deslizante	38
2.2 TEORIA CONSTRUTAL	45
2.2.1 Lei Construtal	45
2.2.2 Design Construtal	47
2.2.3 Método de Design Construtal (MDC).....	47
2.2.3.1 Design Construtal em Sistemas Energéticos	49
2.2.3.2 Design Construtal em Sistemas Hemodinâmicos e Térmicos	50
3 METODOLOGIA.....	54
3.1 APLICAÇÃO DO MÉTODO DE DESIGN CONSTRUTAL (MDC)	54
3.2 MODELO MATEMÁTICO	61
3.2.1 Condições de Contorno	62
3.3 MODELO NUMÉRICO	63
3.3.1 Análise da Incerteza de Malha	63
3.3.2 Verificação dos Modelos Matemático e Numérico	64
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	67
4.1 RESULTADOS DA ETAPA 1.....	67
4.1.1 Sistema com 1 GL (AR0)	67
4.1.2 Sistema com 2 GL (AR0 e x_0 *).....	78
4.1.3 Observações Gerais dos Resultados da Etapa 1	81
4.2 RESULTADOS DA ETAPA 2.....	83

4.2.1 Sistema com 1 GL (AR)	83
4.2.2 Sistema com 2 GL (AR e x_0 *)	93
4.2.3 Observações Gerais dos Resultados da Etapa 2	98
4.3 RESULTADOS DA ETAPA 3	100
4.3.1 Sistema com 2 GL (AR e AR0)	100
4.3.2 Observações Gerais dos Resultados da Etapa 3	108
5 CONCLUSÕES	110
5.1 PERSPECTIVAS FUTURAS	112
REFERÊNCIAS	113
APÊNDICE A – ARTIGO 1 (ICHMT)	128
APÊNDICE B – ARTIGO 2 (ENCIT)	129
APÊNDICE C – ARTIGO (COBEM)	130

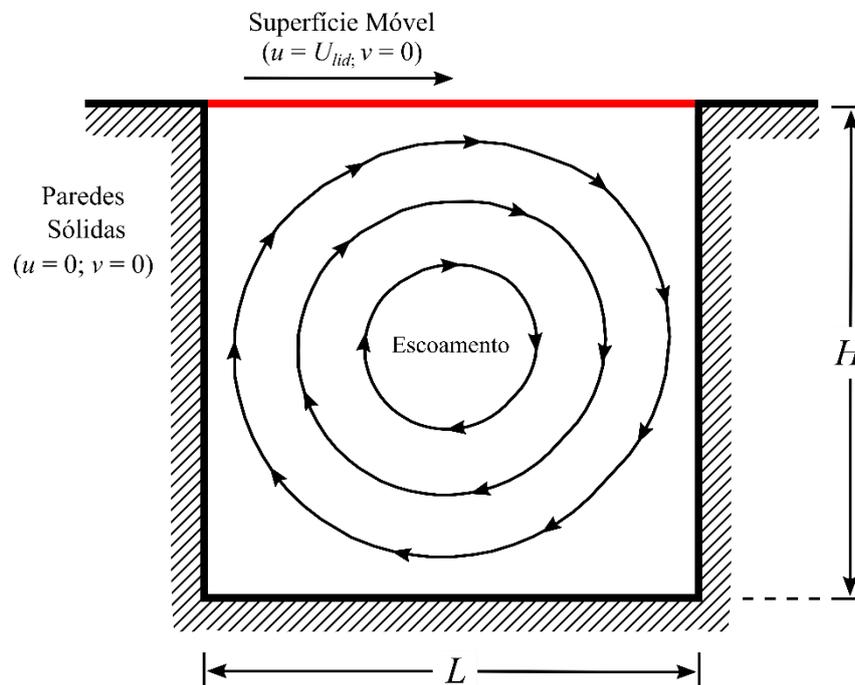
1 INTRODUÇÃO

A contínua tendência de miniaturização dos dispositivos eletrônicos portáteis, combinada às crescentes taxas de geração de calor de seus chips/processadores cada vez mais poderosos, tem representado um desafio para engenheiros e fabricantes no que diz respeito ao gerenciamento térmico desses dispositivos. Segundo Li *et al.* (2023), alguns chips atuais podem dissipar mais de 100 W de calor por cm^2 , um valor extremamente alto, sobretudo quando empregues em dispositivos compactos de difícil controle térmico, como celulares e notebooks. Em geral, o gerenciamento térmico desses dispositivos é essencial para prevenir o superaquecimento dos mesmos, que é extremamente prejudicial para o desempenho e a durabilidade de seus componentes (ALSHAER *et al.*, 2015). Ainda para Alshaer *et al.* (2015), o tempo médio até a falha de um componente eletrônico aumenta exponencialmente com a sua temperatura, de modo que uma pequena diferença em sua temperatura de operação pode resultar em uma redução considerável de sua vida útil. Logo, o gerenciamento térmico adequado de um dispositivo eletrônico envolve assegurar que seus chips e demais componentes funcionais sempre operem abaixo de suas temperaturas máximas permitidas, evitando qualquer cenário de superaquecimento (KANDASAMY; WANG; MUJUMDAR, 2007). Dentre as diferentes formas de se promover o controle de temperatura de chips e processadores, uma das mais tradicionais é através da dissipação do calor por meio do processo de convecção. Neste método, um *cooler fan* é utilizado para originar o escoamento responsável pela dissipação, sendo ar o fluido de resfriamento geralmente utilizado devido à sua disponibilidade e simplicidade, o que torna o sistema de arrefecimento barato e confiável (YOU *et al.*, 2021). De certo modo, a forma como o escoamento convectivo se desenvolve nesses dispositivos é bastante semelhante a observada em problemas ideais envolvendo escoamentos em espaços confinados, como no interior de cavidades, por exemplo. Logo, a investigação do clássico problema de escoamento interno em cavidades pode fornecer valiosos *insights* sobre a dinâmica do escoamento convectivo em dispositivos eletrônicos compactos, que podem ser utilizados para aprimorar o arrefecimento de seus componentes internos.

Escoamentos internos em cavidades atraem o interesse da comunidade científica desde o artigo pioneiro de Burggraf (1966), publicado nos anos 60 (SAHIN; OWENS, 2003). Neste tipo de problema, geralmente, uma das fronteiras da cavidade é móvel, ou deslizante, representando o efeito do escoamento externo para o interior da cavidade, como mostra a Fig. 1.1. Assim, em inglês este sistema é chamado de *lid-driven cavity*, e em português recebe algumas nomenclaturas como: cavidade dirigida (ALDRIGHI, 2016; RODRIGUES, 2018),

cavidade com tampa deslizante (FRANCISCO, 2006), cavidade com topo deslizante (POLETO, 2015; SANTOS, 2016), etc. Neste trabalho, duas nomenclaturas são adotadas, cavidade com tampa deslizante, para as cavidades com a fronteira superior móvel, e cavidade dirigida, para as cavidades com as fronteiras inferior ou laterais móveis.

Figura 1.1 – Representação de uma cavidade com tampa deslizante e escoamento interno.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Historicamente, tal problema (escoamento interno em cavidades) vem sendo utilizado para a geração de soluções benchmark, necessárias para o desenvolvimento e verificação de novos códigos numéricos (SHANKAR; DESHPANDE, 2000; SAHIN; OWENS, 2003; DOS SANTOS et al., 2011). Além desta aplicação, o problema também é relevante por apresentar praticamente todos os fenômenos conhecidos da mecânica dos fluidos em uma geometria simples (SHANKAR; DESHPANDE, 2000), de mais fácil solução do que uma configuração complexa. Apesar da simplicidade da geometria, vários padrões complexos de escoamento são observados através dela, como descolamento e recolamento de camadas limites, formação de vórtices primários e de canto (DOS SANTOS et al., 2011). Caso o escoamento promova a transferência de calor no interior da cavidade, estes fenômenos são intensificados. Nesta situação, dois são os mecanismos que simultaneamente conduzem a troca térmica: convecção forçada (relacionada ao escoamento gerado pelas forças de cisalhamento resultantes do movimento da fronteira móvel) e convecção natural (associada ao escoamento gerado pelas

forças de empuxo que se manifestam devido os gradientes de temperatura do fluido) (RODRIGUES et al., 2020). Caso os dois mecanismos possuam a mesma relevância, a transferência de calor se dá por convecção mista (PRASAD; KOSEFF, 1996).

Em geral, cavidades de superfícies deslizantes retratam o escoamento em um orifício na parede de um canal, ou ainda no espaçamento existente entre aletas em trocadores de calor (DOS SANTOS et al., 2011; LORENZINI et al., 2016; RODRIGUES et al., 2020). Tal problema gera conhecimentos sobre fenômenos observados em várias aplicações, como: arrefecimento de dispositivos eletrônicos (OZTOP et al., 2009; RAHMAN et al., 2010; KAREEM; GAO, 2018), coletores solares (ISLAM et al., 2012; MORSHED et al., 2015; GANGAWANE et al., 2018), reatores nucleares (SELIMEFENDIGIL; ÖZTOP, 2014; KHANAFER; AITHAL, 2017; KUMAR et al., 2021) e refrigeração/ventilação de ambientes prediais (MANCHANDA; GANGAWANE, 2018; RAZERA et al., 2018). Deste modo, ainda que o problema de escoamento interno em cavidades seja um clássico, ele continua sendo muito atual, devido ao potencial de aplicação dos conhecimentos gerados através dele, principalmente nos casos em que obstáculos aquecidos são admitidos no interior da cavidade.

Obstáculos aquecidos no interior de cavidades representam, de forma idealizada, componentes eletrônicos em espaços confinados. Com o movimento atual de compactação dos dispositivos eletrônicos, pesquisas sobre esse tema tornaram-se populares e necessárias. Na última década, diversos estudos buscaram compreender como o escoamento convectivo no interior de cavidades interagem com obstáculos aquecidos de diferentes formatos, como: circular (KAREEM; GAO, 2018; HAQ et al., 2020; HUANG; LIM, 2020; ALI et al., 2021; MANSOUR; BAKIER, 2023; RAIS et al., 2023), elíptico (SELIMEFENDIGIL, 2019; SHAH et al., 2021; XIONG et al., 2021; YOUNIS et al., 2023), quadrado ou retangular (ISLAM et al., 2012; MORSHED et al., 2015; BALOOTAKI et al., 2018; GOODARZI et al., 2018; ALSABERY et al., 2021; ÇOLAK et al., 2021; CHOWDHURY; ALIM, 2023; HEROUZ et al., 2023) e triangular (GANGAWANE; MANIKANDAN, 2017; MANCHANDA; GANGAWANE, 2018; ALSABERY et al., 2020; KUMAR et al., 2021, 2022; VIJAYAN; GANGAWANE, 2021). Para um obstáculo quadrado, Islam *et al.* (2012) exploraram o impacto de seu tamanho e posição no processo de convecção forçada, mista e natural no interior de uma cavidade de tampa deslizante. Segundo os autores, maior foi a transferência de calor registrada nas paredes do obstáculo quando este foi centralizado no interior da cavidade, especialmente nos casos de convecção forçada e mista predominantes. Quanto ao seu tamanho, obstáculos de maiores dimensões intensificaram a convecção, com exceção do cenário de convecção natural, onde os menores obstáculos apresentaram um melhor desempenho. Morshed *et al.* (2015)

conduziram um estudo adimensional sobre a convecção mista do ar em uma cavidade de tampa deslizante com dois blocos isotérmicos (BI) quadrados. Segundo os autores, a transferência de calor convectiva se mostrou mais intensa quando os BI foram diagonalmente posicionados em seu interior. Balootaki *et al.* (2018) e Goordazi *et al.* (2018) buscaram compreender como o processo de convecção em uma cavidade de tampa deslizante, com um BI retangular dentro, é afetado caso diferentes inclinações sejam admitidas à cavidade. Em ambos os estudos, a inclinação se mostrou relevante somente nos casos de convecção natural dominante. De certo modo, este comportamento já era esperado, já que alterações na inclinação da cavidade modificam as componentes vetoriais da força gravitacional, que são as grandes responsáveis pelo escoamento nas situações em que o mecanismo de convecção natural é que comanda a transferência de calor.

Na literatura, estudos ainda mais complexos sobre escoamentos convectivos no interior de cavidades são encontrados. Alguns deles explorando aspectos como os benefícios do uso de nanofluidos como fluido de trabalho, os efeitos da indução de campos magnéticos sobre o escoamento e os impactos causados à troca térmica convectiva caso o BI seja poroso. O estudo de Alsabery *et al.* (2021), por exemplo, investigou o processo de convecção de um nanofluido híbrido ($\text{Cu-Al}_2\text{O}_3 + \text{H}_2\text{O}$) em uma cavidade de tampa deslizante com paredes onduladas. Neste estudo, um obstáculo quadrado foi utilizado para obstruir o escoamento no interior da cavidade, sendo testadas para ele três diferentes posições: topo, centro e base da cavidade. Independentemente da posição do obstáculo, os autores observaram que a transferência de calor convectiva se mostrou maior quando as paredes laterais da cavidade possuíam 1 ou 2 cristas. Além disso, ela foi intensificada por aumentos na velocidade de deslocamento da tampa deslizante, bem como na fração volumétrica das nanopartículas metálicas (ψ) dispersas no nanofluido. Por sua vez, Çolak *et al.* (2021) estudaram o processo de convecção mista em uma cavidade de tampa deslizante com um obstáculo poroso parcialmente aquecido (temperatura elevada apenas em alguns segmentos de seu perímetro). Testando diferentes níveis de porosidade para o obstáculo, os autores constataram que este parâmetro exerce uma grande influência sobre o escoamento e a troca térmica convectiva no interior da cavidade. Segundo eles, reduções sucessivas na permeabilidade do obstáculo, culminando na diminuição de sua porosidade, intensificou em mais de 10 vezes a convecção. Chowdhury e Alim (2023) investigaram a importância do comprimento de um BI retangular – posicionado na horizontal – para a transferência de calor de um nanofluido ($\text{Cu}+\text{H}_2\text{O}$) exposto a um campo magnético em uma cavidade dirigida de laterais deslizantes. Conforme os autores, a transferência de calor mostrou-se superior nos casos em que o BI apresentava os menores comprimentos testados.

Recentemente, para uma cavidade hexagonal porosa, com fronteiras inferior e superior móveis, Herouz *et al.* (2023) examinaram a convecção mista de um material de mudança de fase (PCM) disperso em um nanofluido. Induzindo um campo magnético sobre a cavidade, sem avaliar os efeitos de sua direção e sentido, os autores constataram que a intensidade do campo exerce um papel relevante sobre o escoamento convectivo e, conseqüentemente, a troca térmica. Segundo os autores, o escoamento é dificultado caso o campo magnético apresente uma elevada intensidade. Adicionalmente, eles também observaram maiores dificuldades para o escoamento se desenvolver quando menores valores de permeabilidade foram admitidos à cavidade.

Como destacado, escoamentos convectivos no interior de cavidades, é um tema muito investigado. Tal problema vem sendo abordado nos últimos anos com diferentes níveis de complexibilidade, desde os mais “simples”, que priorizam avaliar somente o impacto de obstáculos sobre o escoamento (GANGAWANE *et al.*, 2018; KAREEM; GAO, 2018; GANGAWANE *et al.*, 2019; ÇOLAK *et al.*, 2021; KUMAR *et al.*, 2021, 2022; KHAN *et al.*, 2023; RAIS *et al.*, 2023), até os mais complexos, envolvendo campos magnéticos e nanofluidos (SELIMEFENDIGIL, 2019; ALI *et al.*, 2021; ALSABERY *et al.*, 2021; CHOWDHURY; ALIM, 2023; HEROUZ *et al.*, 2023; MANSOUR; BAKIER, 2023; YOUNIS *et al.*, 2023). Apesar da quantidade de estudos já publicados sobre o tema, escassos são os que buscaram compreender os papéis das razões de aspecto da cavidade (AR) e do bloco isotérmico (AR_0) – caso retangulares/quadrados – sobre o escoamento e a transferência de calor convectiva no interior da cavidade. Investigações sobre o papel de AR se limitam a estudos em que o escoamento não foi obstruído (GUO; SHARIF, 2004; LIN *et al.*, 2011 KEFAYATI; TANG, 2018; ABOU *et al.*, 2023; CHOWDHURY; KUMAR, 2023) e a um pequeno número de artigos em que a presença de obstáculos quadrados (NASRIN, 2011) e triangulares (KUMAR *et al.*, 2021; VIJAYAN; GANGAWANE, 2021; KUMAR *et al.*, 2022) foi considerada. Ainda mais limitada é a literatura sobre importância de AR_0 , não existindo estudos específicos sobre este parâmetro, de modo que o mais próximo que se tem são artigos envolvendo aletas de diferentes razões de aspecto no interior de cavidades (CONG *et al.*, 2016, 2018; LORENZINI *et al.*, 2016; RAZERA *et al.*, 2017, 2018; RODRIGUES *et al.*, 2020). Essa falta de informação sobre a relevância de AR e AR_0 para os fenômenos fluidodinâmicos e térmicos no interior de cavidades caracteriza uma lacuna de conhecimento ainda não preenchida, que pode explorada através do método de design construtal (MDC).

O MDC tem sua origem na teoria construtal, que é uma visão multidisciplinar de que a configuração/evolução de um sistema de escoamento – animado ou não – não se dá ao acaso, mas sim através de um princípio físico, a lei construtal (BEJAN; LORENTE, 2006, 2008).

Em construtal, evolução é a mudança do design de um sistema que possui liberdade para se modificar (BEJAN, 2016a), incluindo o design dos sistemas de engenharia, onde a lei construtal é aplicada através do MDC (BEJAN; LORENTE, 2008; DOS SANTOS et al., 2017). Basicamente, o MDC orienta o “designer” (no tempo) em direção de arquiteturas que apresentam um desempenho global cada vez maior para os escoamentos especificados (fluido, calor, tensões) (BEJAN; LORENTE, 2008, p. 6). Na engenharia, este método – que é baseado em restrições (geométricas e físicas) e objetivos (indicadores de desempenho) – vem sendo utilizado para o estudo das geometrias de sistemas de escoamento de tamanho finito, visando minimizar/maximizar indicadores de desempenho pré-definidos (BEJAN; LORENTE, 2008; DOS SANTOS et al., 2017). Conversores de energia das ondas (GOMES et al., 2018; MARTINS et al., 2018; DE LIMA et al., 2021; MARTINS et al., 2022; DE BARROS et al., 2023), sistemas térmicos aletados (MUSTAFA, 2019; ESTRADA et al., 2020; GONZALES et al., 2021, 2023; MUSTAFA et al., 2023), trocadores de calor (FENG et al., 2019; CHEN et al., 2021; CUNEGATTO et al., 2023) e turbinas de vapor (CHEN et al., 2022; FENG et al., 2022b), são alguns dos problemas de engenharia cujos projetos já foram beneficiados pelo uso do MDC. Além destas aplicações, espaçamentos ótimos entre sólidos – como aletas ou dispositivos eletrônicos geradores de calor – também podem ser determinados invocando construtal (BEJAN; LORENTE, 2008). Isto explica a popularidade do MDC para o estudo de escoamentos convectivos no interior de cavidades (CONG et al., 2016; LORENZINI et al., 2016; RAZERA et al., 2017; CONG et al., 2018; RAZERA et al., 2018; RODRIGUES et al., 2020; SOOMRO et al., 2022), como o problema investigado no presente trabalho.

Deste modo, reconhecendo a escassez de conhecimento acerca dos efeitos de AR e AR_0 sobre o escoamento convectivo no interior de cavidades, bem como tendo ciência da aplicabilidade do MDC neste problema, abre-se um campo de possibilidades de estudos. É neste contexto que este trabalho se insere, preenchendo a lacuna de conhecimento identificada ao fornecer novos *insights* para o estado da arte sobre o processo de convecção forçada, mista e natural em cavidades com obstáculos.

1.1 OBJETIVOS DO TRABALHO

Os objetivos que norteiam a execução do presente trabalho se dividem em dois tipos: objetivo geral e os objetivos específicos.

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral é determinar como o escoamento laminar e a troca térmica convectiva em uma cavidade de tampa deslizante – com um bloco isotérmico (BI) dentro – são impactados pelo design do sistema caso ele possua até três graus de liberdade (GL) para evoluir: AR , AR_0 e a posição horizontal adimensional do centro geométrico do BI no interior da cavidade (x_0^*).

1.1.2 Objetivos Específicos

Mediante a evolução do design do sistema pela imposição dos GL admitidos, tem-se como objetivo específico maximizar a transferência de calor convectiva no interior da cavidade, dada pela taxa adimensional de transferência de calor (q^*) nas paredes do bloco isotérmico. Para isso, busca-se:

- i. Analisar os efeitos de cada GL do sistema (AR , AR_0 e x_0^*) sobre o escoamento convectivo em seu interior e o indicador de desempenho (q^*) pré-definido;
- ii. Determinar como o tamanho do bloco isotérmico – representado por ϕ – impacta o escoamento convectivo no interior da cavidade e, conseqüentemente, a transferência de calor;
- iii. Examinar os diferentes mecanismos de convecção (forçada, mista ou natural), determinando o mais apropriado para promover a troca térmica entre o escoamento e o bloco.

1.2 JUSTIFICATIVAS

Como mencionado, escoamentos internos em cavidades com obstáculos retratam, de forma idealizada, diversos problemas de engenharia, incluindo o arrefecimento de dispositivos eletrônicos em espaços confinados. Apesar da quantidade de estudos já publicados sobre o tema, pouco se sabe ainda acerca dos papéis da razão de aspecto da cavidade (AR) e do bloco/obstáculo (AR_0) sobre o escoamento e o processo de convecção. Isso justifica o estudo destes dois parâmetros, cuja análise em conjunto com a posição horizontal adimensional do centro geométrico do BI no interior da cavidade (x_0^*) preenche a lacuna de conhecimento identificada, contribuindo para o estado da arte. Tão importante quanto os parâmetros que definem o design do sistema, o tamanho do bloco isotérmico também é considerado um parâmetro chave do problema, afetando os índices de ocupação da cavidade e, conseqüentemente, o escoamento em seu interior. Logo, a real compreensão do impacto do tamanho do bloco isotérmico sobre o escoamento convectivo e a transferência de calor se faz

necessária, legitimando a análise de ϕ . Embora as características geométricas do sistema afetem toda a dinâmica do escoamento no seu interior, cabe ressaltar que ela também é dependente do regime de convecção. Assim, para a promoção da transferência de calor no interior da cavidade, é fundamental examinar os diferentes mecanismos de convecção, determinando qual o mais apropriado.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho está estruturado em 5 (cinco) capítulos. O Cap. 1 traz a introdução, os objetivos e as justificativas que levaram à escolha do problema investigado. O Cap. 2 apresenta a revisão bibliográfica e o estado da arte sobre escoamentos convectivos no interior de cavidades e teoria construtal. O Cap. 3 descreve o problema proposto e todos os aspectos relevantes da metodologia. O Cap. 4 expõe os resultados obtidos e a discussão deles. O Cap. 5 exprime as conclusões deste trabalho, apresentando em conjunto as sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta a revisão bibliográfica do presente trabalho, trazendo a fundamentação teórica e o estado da arte dos temas pesquisados. Por fins de organização, ele se encontra dividido em dois subcapítulos, apresentando separadamente as revisões bibliográficas sobre transferência de calor por convecção, especialmente envolvendo convecção mista no interior de cavidades, e teoria construtal.

2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

A transferência de calor convectiva, ou simplesmente convecção, é o mecanismo de transporte de calor originado pelo movimento dos fluidos. Neste mecanismo, a transferência de calor se dá tanto pelo movimento molecular aleatório (difusão), quanto pelo movimento global do fluido (advecção), sendo o termo convecção utilizado para fazer referência a essa transferência cumulativa. Enquanto a difusão é dominante junto à superfície de sólidos que o fluido tem contato ao passo que escoar (regiões onde a velocidade do fluido é nula), a advecção ocorre na parcela de fluido que encontra-se em movimento na camada limite térmica (BEJAN, 2013; BERGMAN et al., 2017).

2.1.1 Convecção Forçada, Natural e Mista

A transferência de calor por convecção pode ser classificada em convecção forçada, natural ou mista; a depender da natureza do escoamento. Na convecção forçada, o escoamento é originado por meios externos (ventiladores, bombas e/ou vento atmosférico), enquanto na convecção natural o escoamento está relacionado às forças de empuxo que se manifestam devido às diferenças de massa específica ocasionadas por gradientes de temperatura. Caso as convecções forçada e natural ocorram simultaneamente e possuam a mesma relevância, pode-se afirmar que a troca térmica convectiva se dá pelo mecanismo de convecção mista (ÇENGEL; GHAJAR, 2012; BERGMAN et al., 2017). Conforme Çengel e Ghajar (2012), a importância relativa da convecção forçada e natural em um problema envolvendo ambas pode ser determinada através do número de Richardson (Ri), que é dado pela Equação 2.1:

$$Ri = \left(\frac{Gr}{Re^2} \right)_{Lc} \quad (2.1)$$

onde Gr é o número de Grashof e Re é o número de Reynolds, que para um determinado comprimento característico (Lc) são dados pelas Eqs. 2.2 e 2.3:

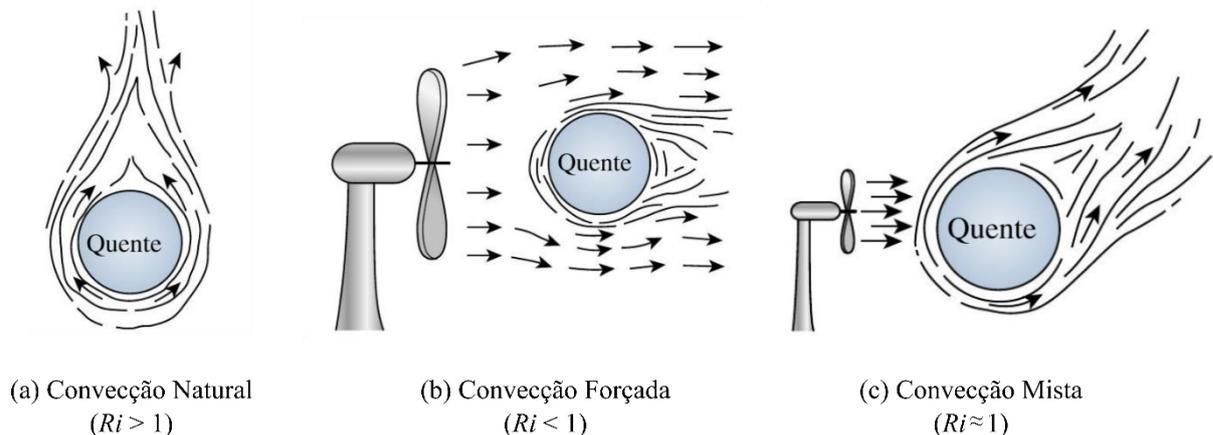
$$Gr_{Lc} = \frac{\vec{g}\beta\Delta T(Lc)^3}{\omega^2} \quad (2.2)$$

$$Re_{Lc} = \frac{U(Lc)}{\omega} \quad (2.3)$$

onde \vec{g} é a aceleração da gravidade, β é o coeficiente de expansão térmica, ΔT é a diferença de temperatura, ω é a viscosidade cinemática e U é a velocidade do escoamento.

O número adimensional de Reynolds representa a razão entre as forças de inércia e viscosas que agem sobre o fluido, e está ligado aos efeitos da convecção forçada. Por sua vez, o número adimensional de Grashof está relacionado à convecção natural, e representa a razão entre as forças de empuxo e viscosas a que o fluido está submetido (ÇENGEL; GHAJAR, 2012; BERGMAN et al., 2017). Logo, se $Ri > 1$, as forças inerciais são desprezíveis, e a convecção natural é dominante. Inversamente, se $Ri < 1$, as forças de empuxo é que são irrelevantes, e a convecção forçada é que predomina. Entretanto, se as forças de empuxo e inércia são igualmente importantes ($Ri \approx 1$), a convecção mista é quem comanda a troca térmica convectiva (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). A Fig. 2.1 (a-c) apresenta uma esfera genérica submetida aos três modos de convecção comentados; onde (a) retrata um escoamento vertical ascendente, caracterizando a convecção natural, (b) um escoamento horizontal induzido por um ventilador, configurando a convecção forçada e (c) um escoamento diagonal ascendente, resultante dos escoamentos supracitados, configurando a ocorrência da convecção mista.

Figura 2.1 – Esfera genérica submetida aos diferentes mecanismos de convecção.

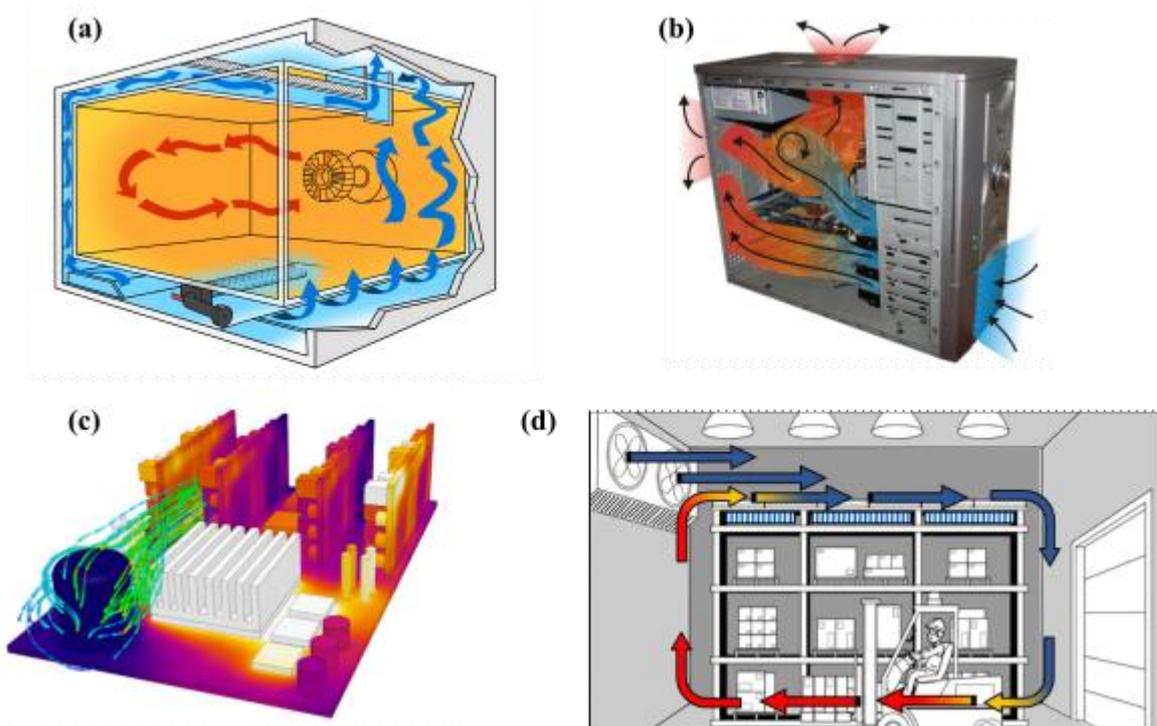


Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012, p. 526).

2.1.2 Convecção Mista em Cavidades de Tampa Deslizante

Escoamento interno em cavidades de tampa deslizante, com a ocorrência de convecção mista, é um problema clássico de engenharia, principalmente no ramo da fluidodinâmica (ISLAM et al., 2012; GANGAWANE et al., 2018). Este problema não é apenas importante para a verificação de códigos numéricos, ele também é de grande interesse científico por apresentar quase todos os fenômenos conhecidos da mecânica dos fluidos em uma das configurações geométricas mais simples (SHANKAR; DESHPANDE, 2000). Apesar da “simplicidade” da geometria e da resolução numérica do problema, sua física é extremamente complexa, envolvendo vórtices primários e secundários, destacamento e reagrupamento de camadas limites (SHANKAR; DESHPANDE, 2000; DOS SANTOS et al., 2011). Estes fenômenos estão presentes em uma grande variedade de aplicações. Para Dos Santos *et al.* (2011), cavidades de tampa deslizante reproduzem de forma idealizada o escoamento intersticial entre aletas, em sistemas de armazenamento de energia solar e no espaçamento entre dispositivos eletrônicos de uma placa integrada. Já Islam *et al.* (2012) e Gangawane *et al.* (2018) comentam que este tipo de problema abrange aplicações como o resfriamento de eletrônicos, crescimento de cristais, isolamento térmico de edificações de alto desempenho, processamento de alimentos, fornos, produção de vidro *float* e tecnologias de secagem. Por sua vez, Manchanda e Gangawane (2018) afirmam que os fenômenos fluidodinâmicos e térmicos observados em cavidades de tampa deslizante, com a ocorrência de convecção mista, também são presenciados em reatores nucleares, ventilação de ambientes prediais e tecnologias de lubrificação. A Fig. 2.2 ilustra algumas destas aplicações, cuja dinâmica do escoamento é bem retratada pelo problema de cavidades de tampa deslizante, como (a) fornos, (b) arrefecimento dos componentes de um microcomputador, (c) resfriamento de componentes eletrônicos em uma placa integrada e (d) ventilação de ambientes prediais.

Figura 2.2 – Aplicações cujo escoamento é bem retratado pelo problema de cavidades de tampa deslizante, como (a) fornos, (b) arrefecimento dos componentes de um microcomputador, (c) resfriamento de componentes de uma placa integrada e (d) ventilação de ambientes prediais.

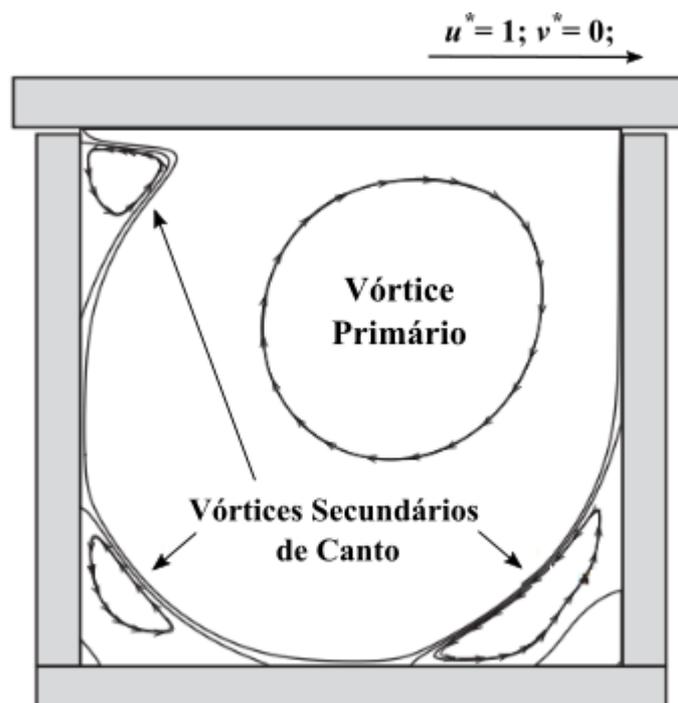


Fonte: Adaptado de Franco (2023), Fischer (2023), Refrigerated (2023) e Vectaire (2023).

Neste tipo de problema (escoamentos internos em cavidades), dois são os mecanismos que simultaneamente conduzem a transferência de calor, dando origem à convecção mista caso eles possuam a mesma magnitude: convecção forçada (relacionada ao escoamento gerado pelas forças de cisalhamento resultantes do movimento da tampa) e convecção natural (associada ao escoamento gerado pelas forças de empuxo ocasionadas pelos gradientes de temperatura) (PRASAD; KOSEFF, 1996; NITHYADEVI et al., 2017; GANGAWANE et al., 2018; RODRIGUES et al., 2020). A depender das condições de contorno do sistema, a estratificação térmica no interior da cavidade pode ser estável (fluido aquecido pela tampa) ou instável (fluido resfriado pela tampa). Em ambas as situações, há a formação de um vórtice principal, com rotação no sentido de deslocamento da tampa, na região superior da cavidade. Além do vórtice principal, também há a formação de pequenos vórtices secundários junto aos cantos da cavidade (SHANKAR; DESHPANDE, 2000). No entanto, o comportamento do vórtice principal, bem como de todo o campo térmico, é dependente do tipo de estratificação. Conforme Dos Santos *et al.* (2011), o vórtice principal não possui restrições de aumento de tamanho em cavidades com estratificação instável. Neste tipo de problema, a transferência de

calor se dá pelo transporte do fluido resfriado ao longo de todo o domínio da cavidade, interagindo e trocando calor com as camadas de fluido aquecido ao redor do vórtice. Em contrapartida, em cavidades com estratificação estável, o vórtice principal fica confinado no topo da cavidade em razão da estratificação do fluido resfriado na região inferior. Assim, a transferência de calor ocorre pela formação de contra recirculações ao redor do vórtice principal, dando origem à múltiplas camadas de mistura (DOS SANTOS et al., 2011). A Fig. 2.3 traz a representação do escoamento no interior de uma cavidade de tampa deslizante, destacando os vórtices primários e secundários:

Figura 2.3 – Representação do escoamento interno em uma cavidade com tampa deslizante.



Fonte: Adaptado de Sahin e Owens (2003).

Devida sua importância para a compreensão dos fenômenos fluidodinâmicos e térmicos em espaços confinados, bem como para a verificação de códigos numéricos, escoamentos no interior de cavidades de tampa deslizante vêm sendo estudados a décadas. Estudos sobre este problema podem ser divididos em três grupos: (i) cavidades sem obstáculos internos, (ii) cavidades com obstáculos internos e (iii) cavidades aletadas.

2.1.2.1 Estudos sobre Cavidades de Tampa Deslizante sem Obstáculos Internos

No fim dos anos 80, estudos envolvendo cavidades de tampa deslizante sem obstáculos internos começaram a ser publicados com maior frequência. Além das observações realizadas sobre o comportamento dos escoamentos analisados, estes estudos também buscavam fornecer dados para eventuais validações/verificações de códigos numéricos. Pioneiros no estudo experimental deste tipo de problema, Prasad e Koseff (1989) analisaram os escoamentos laminar e turbulento no interior de uma cavidade isotérmica de tampa deslizante, sem transferência de calor. Neste estudo, perfis de velocidade horizontal e vertical do escoamento analisado foram obtidos para vários Re_{LC} em cavidades de diferentes larguras. Conforme os resultados apresentados; que inclusive são utilizados em outros estudos (ZANG et al., 1992; KIM; MENON, 1999; PETRY; AWRUCH, 2006) para fins de validação; os perfis de velocidade horizontal e vertical se mostraram fortemente dependentes de ambas as variáveis testadas (Re_{LC} e largura da cavidade). Iwatsu *et al.* (1993) estudou numericamente a convecção mista de um fluido viscoso hipotético em uma cavidade com estratificação estável. Testando diferentes velocidades de deslocamento para a tampa – com Re_{LC} variando entre 0 e 3000 – os autores perceberam que a transferência de calor foi intensificada no cenário de convecção forçada dominante. Além disto, os autores ainda observaram que a dinâmica do escoamento para este regime de convecção foi semelhante à observada em cavidades com fluido não estratificado.

Novamente empregando uma metodologia experimental, Prasad e Koseff (1996) buscaram elucidar o processo de convecção mista – com estratificação instável – que ocorre no interior de uma cavidade de tampa deslizante. Utilizando amplas faixas de Re_{LC} (0 – 12000) e Gr_{LC} (10^7 – 5×10^9), correspondentes a $0,1 \leq Ri \leq 3000$, os autores propuseram correlações para estimar o número de Nusselt médio (\bar{Nu}_{LC}) com base nas características geométricas da cavidade e dos adimensionais utilizados na definição do escoamento. Alleborn *et al.* (1999) investigaram numericamente a transferência de calor e massa de uma mistura binária (vapor + gás) no interior de uma cavidade horizontalmente alongada, semelhante a um canal. Nas análises realizadas, foram testadas diferentes inclinações e comprimentos para a cavidade, que possuía duas fronteiras móveis, tampa e base. Segundo os autores, um decréscimo na taxa média de transferência de massa foi observado com o aumento do comprimento da cavidade, isto ocorrendo devido ao aumento da espessura da camada limite de concentração da mistura. Al-Amiri *et al.* (2007a) também avaliaram os efeitos do processo de convecção mista sob a transferência de calor e massa no interior de uma cavidade de tampa deslizante.

Para uma mistura binária com estratificação instável, os autores observaram que o transporte de ambas as grandezas (calor e massa) foi potencializado por menores valores de Ri . Prosseguindo com seus estudos, Al-Amiri *et al.* (2007b) ainda investigaram como a transferência de calor no interior de uma cavidade pode ser afetada caso a sua base seja ondulada. Testando diferentes amplitudes para as ondulações, os autores relataram que a transferência de calor foi intensificada pelas maiores amplitudes testadas. No geral, os maiores valores de Nu_{LC} foram alcançados com reduzidos valores de Ri e cavidades com duas ondulações na base. Outros estudos envolvendo convecção mista em cavidades de tampa deslizante com paredes onduladas também foram publicados, como: Nasrin e Parvin (2011), Cho *et al.* (2013), Mekroussi *et al.* (2013), Abu-Nada e Chamkha (2014), Khanafer (2014) e Mamourian *et al.* (2016) Ademais, na literatura ainda há estudos sobre o processo de convecção mista em cavidades de tampa deslizante, sem obstáculos internos, envolvendo nanofluidos na presença de campos magnéticos, como: Oztop *et al.* (2011), Selimefendigil *et al.* (2016), Gibanov *et al.* (2017), Çolak *et al.* (2020), Geridonmez e Oztop (2020), Shahid *et al.* (2021), Korei *et al.* (2022) e Yasin *et al.* (2022).

2.1.2.2 Estudos sobre Cavidades de Tampa Deslizante com Obstáculos Internos

Com a presença de obstáculos em seu interior, o problema de cavidades de tampa deslizante com escoamento interno retrata, de forma idealizada, o arrefecimento de componentes eletrônicos em espaços confinados (KAREEM *et al.*, 2016), gerando conhecimentos para sustentar o movimento atual de compactação dos dispositivos eletrônicos. Vislumbrando esta aplicação em potencial, diversos estudos sobre cavidades de tampa deslizante, com obstáculos aquecidos em seu interior, foram desenvolvidos nos últimos anos (RAZERA *et al.*, 2018). Estudando este tipo de problema, Oztop *et al.* (2009) relataram que um obstáculo circular pode ser utilizado como parâmetro de controle do escoamento, da transferência de calor e da distribuição de temperatura no interior de uma cavidade com tampa deslizante. Para a convecção mista de ar em uma cavidade quadrada com um cilindro isotérmico dentro, Khanafer e Aithal (2017) observaram que elevadas velocidades angulares do cilindro, principalmente no sentido horário, intensificaram \bar{Nu}_{LC} para os diferentes Ri testados. Kareem e Gao (2017) investigaram a transferência de calor, associada a um escoamento turbulento, no interior de uma cavidade com um cilindro rotativo no sentido anti-horário. De acordo com os autores, \bar{Nu}_{LC} foi incrementado em até 93,3% quando as maiores velocidades rotacionais do cilindro foram testadas. Resultados similares também foram

observados em outros estudos numéricos envolvendo obstáculos cilíndricos rotativos (SELIMEFENDIGIL; OZTOP, 2014; KAREEM; GAO, 2018), porém em cavidades preenchidas por nanofluidos na presença de campos magnéticos.

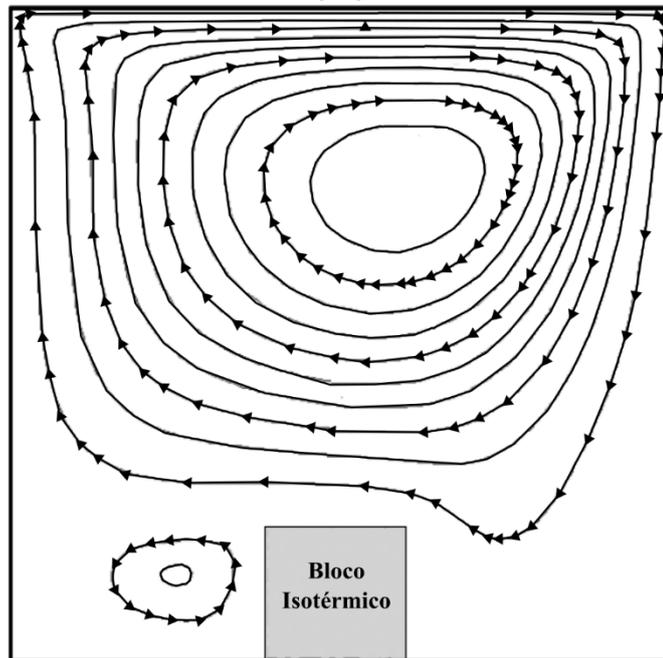
Para cavidades de tampa deslizante com obstáculos triangulares, Gangawane (2017) explorou numericamente os efeitos de Gr_{LC} e do número adimensional de Prandtl (Pr) em uma cavidade contendo um bloco triangular com fluxo de calor constante. Em sua investigação, o autor observou o surgimento de recirculações no escoamento quando a convecção natural era dominante, especialmente nos casos em que reduzidos valores de Pr foram utilizados. Gangawane e Manikandan (2017) também reportaram a ocorrência de recirculações no escoamento convectivo de um fluido Newtoniano, para $1 \leq Pr \leq 100$, em uma cavidade quadrada com um obstáculo triangular (isotérmico ou com fluxo de calor constante). Conforme os autores, as recirculações foram originadas pelo escoamento ascendente da parcela de fluido que é aquecida pelas superfícies do obstáculo triangular. Ao ascender, esta porção de fluido exerce um movimento contrário ao escoamento descendente originado pelo movimento da tampa deslizante, dando origem assim à recirculação observada. Prosseguindo com seus estudos, Gangawane *et al.* (2018) analisaram os efeitos do tamanho e da posição de um BI triangular em uma cavidade de tampa de deslizante para diferentes Pr , Re_{LC} e Ri . Com base nos resultados obtidos, os autores afirmaram que dentre os parâmetros testados, o tamanho do bloco foi o que impactou de forma mais relevante o escoamento e a transferência de calor no interior da cavidade. Para um obstáculo triangular isotérmico em uma cavidade preenchida por um fluido não-Newtoniano, Manchanda e Gangawane (2018) também observaram a importância do tamanho do obstáculo para a transferência de calor convectiva. Segundo os autores, os maiores valores de \bar{Nu}_{LC} foram alcançados quando obstáculos de maior tamanho foram testados com $Ri = 10$ e $Re_{LC} = 1000$. De forma similar, Gangawane *et al.* (2019) afirmaram que a transferência de calor em uma cavidade pode ser maximizada pelo uso de obstáculos triangulares maiores, especialmente quando o fluido de trabalho possui elevado Pr , como óleos. Alsabery *et al.* (2020) investigaram o processo de convecção mista de um nanofluido de duas fases (água + Al_2O_3) em uma cavidade quadrada com fronteira lateral móvel e um BI triangular. Testando diferentes espessuras para o BI, os autores observaram que quanto menor a espessura, mais intensamente se dá a troca térmica. Kumar *et al.* (2021) e Vijayan e Gangawane (2021) estudaram o processo de convecção de um fluido não-Newtoniano, ao redor de um BI triangular, em cavidades retangulares verticais de diferentes AR (0,25; 0,50 e 0,75). Admitindo diferentes valores para Pr (1, 50 e 100), Ri (0,1; 1,0 e 10) e o índice do modelo power-law para fluidos

não-Newtonianos ($\lambda = 0,6; 0,8; 1,0; 1,2$ e $1,4$), os autores de ambos os estudos reportaram que \bar{Nu}_{LC} aumentou expressivamente com o incremento de Pr , especialmente para $AR = 0,5$. Para esta razão de aspecto, mantendo Ri (0,1) e λ (0,6) constantes, Kumar *et al.* (2021) observaram um aumento de aproximadamente 370% em \bar{Nu}_{LC} com Pr variando de seu valor mínimo (1) até o seu máximo (100). Nas mesmas condições, Vijayan e Gangawane (2021) obtiveram um aumento de \bar{Nu}_{LC} ainda maior, equivalente a 396%. Mais recentemente, Khan *et al.* (2022) investigaram como o processo de convecção de um nanofluido híbrido (água + Al_2O_3 + Cu), no interior de uma cavidade trapezoidal com um BI triangular de baixas temperaturas, é impactado por Re_{LC} , Ri e ψ . Segundo os autores, \bar{Nu}_{LC} na superfície do BI foi intensificado por incrementos Re_{LC} e ψ , porém um comportamento inverso (redução de \bar{Nu}_{LC}) foi observado com incrementos em Ri .

Além dos estudos envolvendo obstáculos circulares ou triangulares, também convém mencionar aqueles com obstáculos quadrados ou retangulares. Nasrin (2011) analisou como a razão de aspecto de uma cavidade retangular, com um obstáculo quadrado condutor de calor, pode impactar a convecção do ar no interior da cavidade. Conforme o autor, independentemente de Ri , a transferência de calor se mostrou mais acentuada nas cavidades de menor AR , com formato verticalmente alongado. Islam *et al.* (2012) investigaram a importância do tamanho e da posição de um obstáculo quadrado isotérmico para o processo de convecção do ar em uma cavidade de tampa deslizante. Com o obstáculo centralizado no interior da cavidade, os autores observaram que \bar{Nu}_{LC} foi intensificado por obstáculos de maiores dimensões quando os mecanismos de convecção forçada e mista eram dominantes. No entanto, obstáculos menores se mostraram mais apropriados para promover a troca térmica convectiva nas situações em que a convecção natural prevaleceu. Examinando um problema semelhante (cavidade de tampa deslizante com um BI quadrado), Esfe *et al.* (2015) objetivaram analisar o processo de convecção de um nanofluido, consistindo em uma mistura de água com nanopartículas de Al_2O_3 , é afetado por ψ e pelo diâmetro das nanopartículas metálicas. Para todos Ri e ψ avaliados, os autores observaram que o escoamento do nanofluido sempre apresentou o mesmo comportamento. Segundo eles, o nanofluido adota um escoamento descendente ao longo da parede direita da cavidade, chegando próximo a sua base ele move-se horizontalmente para a esquerda, passando acima do BI, até chegar à parede esquerda. Neste ponto, o escoamento adota um movimento ascendente até aproximar-se da tampa deslizante, onde é arrastado para a direita formando um vórtice principal de sentido horário que engloba quase todo o interior da cavidade. Nesta dinâmica, um vórtice secundário ainda é formado, desenvolvendo-se à esquerda do bloco

isotérmico, como mostra a Fig. 2.4. Os autores ainda relataram que o vórtice principal aumenta de tamanho com incrementos em Ri , enquanto o diâmetro das nanopartículas praticamente não interfere na dinâmica dele, ficando seus efeitos restritos à transferência de calor que é prejudicada caso partículas de maiores diâmetros sejam utilizadas.

Figura 2.4 – Linhas de corrente em uma cavidade de tampa deslizante com um BI quadrado.



Fonte: Adaptado de Esfe *et al.* (2015).

Morshed *et al.* (2015) estudaram de forma adimensional o processo de convecção de um fluido de $Pr = 0,71$ em uma cavidade de tampa deslizante com dois quadrados isotérmicos. Para amplas faixas de Re_{Lc} (100-500) e Ri (0,1-10), os autores constaram que \bar{Nu}_{Lc} na superfície dos blocos é dependente da posição deles. Segundo os resultados obtidos por eles, quando os blocos isotérmicos são diagonalmente posicionados, eles possuem melhores características para a transferência de calor. Biswas *et al.* (2016) investigaram a troca térmica convectiva no interior de uma cavidade de fronteiras laterais móveis com um quadrado adiabático em seu centro. Como em outros estudos, os efeitos de Re_{Lc} (50-200) e Ri (0,01-100) sob o escoamento e a troca térmica convectiva também foram avaliados neste trabalho. Entretanto, ele se destaca frente às demais investigações pela análise destes parâmetros ter sido realizada com a cavidade orientada sob diferentes inclinações (0-180°). Conforme os autores, comportamentos divergentes da transferência de calor em relação à inclinação foram observados quando o sentido de deslocamento das fronteiras móveis da cavidade foi modificado.

Com a parede esquerda apresentando um movimento ascendente e a direita descendente, uma redução na troca térmica foi percebida com o aumento da inclinação. Entretanto, incrementos na inclinação intensificaram a troca térmica quando uma inversão no sentido de deslocamento das paredes laterais da cavidade (esquerda descendente e direita ascendente) foi testada. Balootaki *et al.* (2018) e Goordazi *et al.* (2018) também avaliaram os efeitos da inclinação sobre o processo de convecção no interior de uma cavidade de tampa deslizante, porém em nano-escala. Em ambos os estudos, a inclinação da cavidade mostrou ter maior relevância para os casos de convecção natural dominante ($Ri > 1$). Este comportamento era de certo modo esperado, uma vez que a gravidade – junto aos gradientes de massa específica do fluido – é que dá origem ao escoamento no cenário de convecção natural dominante. Logo, ao modificar a inclinação da cavidade, conseqüentemente as componentes vetoriais da força gravitacional que agem sob o fluido também são modificadas, ocasionando alterações no escoamento e na troca térmica. Çolak *et al.* (2021) estudaram o processo de convecção no interior de uma cavidade de tampa deslizante com um bloco poroso parcialmente aquecido (temperatura elevada apenas em alguns segmentos de seu perímetro). Testando diferentes níveis de porosidade para o obstáculo, os autores constataram que este parâmetro exerce uma grande influência sobre o escoamento e a troca térmica convectiva no interior da cavidade. Segundo eles, reduções sucessivas na permeabilidade do obstáculo, culminando na diminuição de sua porosidade, intensificou em mais de 10 vezes a convecção. Alsabery *et al.* (2021) examinaram a convecção mista de um nanofluido em uma cavidade de tampa deslizante com paredes laterais onduladas. Obstruindo o escoamento, um obstáculo quadrado condutor de calor foi testado em diferentes posições: topo, centro e base da cavidade. Independentemente da posição do obstáculo, os autores apontaram que \bar{Nu}_{LC} foi incrementado quando a ondulação das paredes laterais da cavidade possuía 1 ou 2 cristas. Além disso, acréscimos em \bar{Nu}_{LC} também foram percebidos com aumentos em Ri e ψ . Recentemente, Hussain *et al.* (2022) investigaram a bioconvecção magnética de um nanofluido híbrido em uma cavidade de tampa deslizante contendo microrganismos e um obstáculo adiabático quadrado. Com base nos resultados obtidos em seu estudo, os autores afirmaram que o campo magnético exerceu um papel fundamental na convecção, uma vez que aumentos em sua intensidade atenuaram a transferência de calor convectiva.

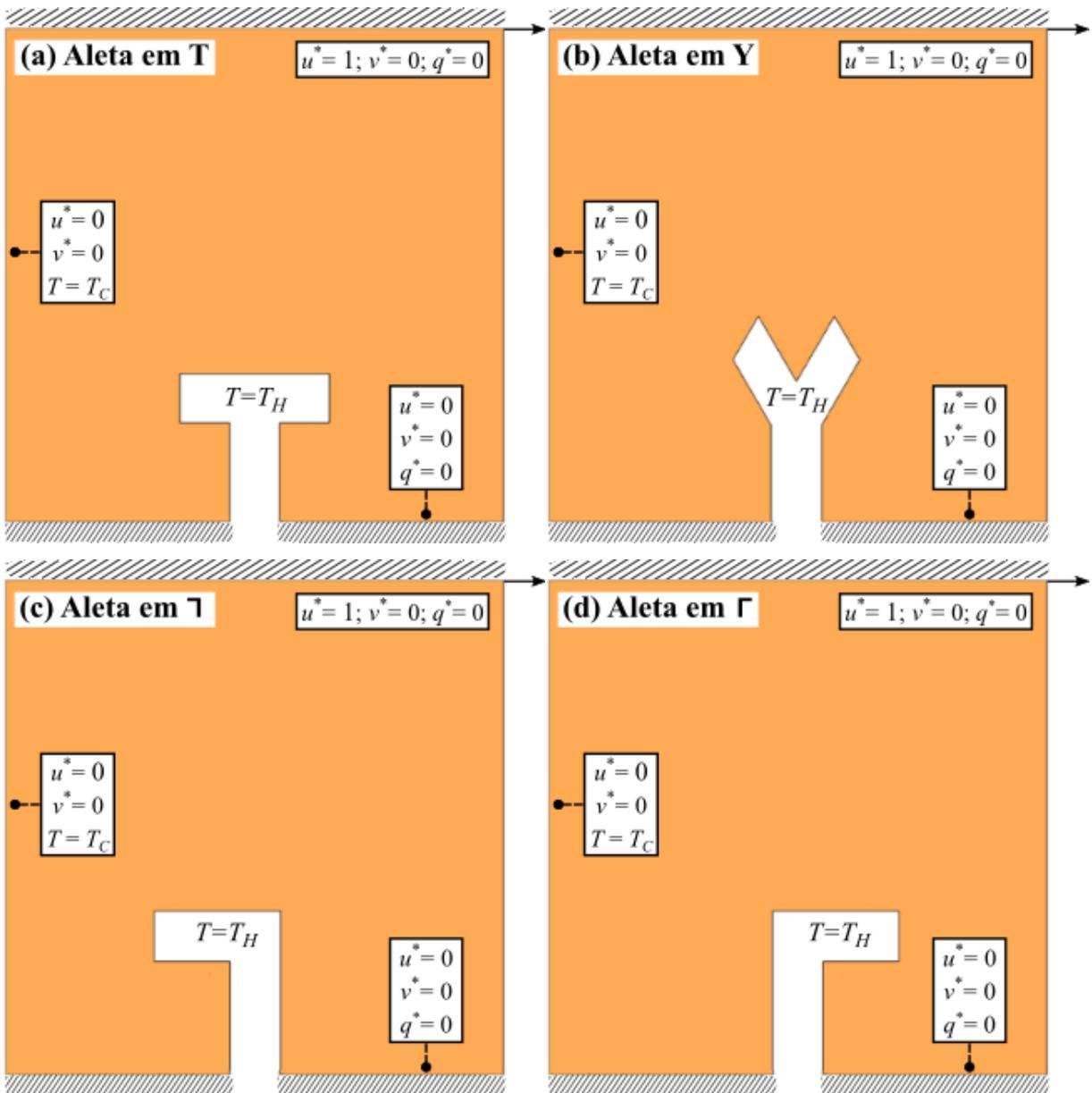
2.1.2.3 Estudos sobre Cavidades Aletadas de Tampa Deslizante

Estudos que avaliam o processo de convecção mista em cavidades aletadas de tampa deslizante também se destacam na literatura. Explorando este problema, Sun *et al.* (2011) investigaram como a instalação de uma aleta triangular pode impactar a troca térmica convectiva no interior de uma cavidade de formato quadrado. De forma surpreendente, os autores observaram que a instalação da aleta atenuou a transferência de calor. Nos casos de convecção forçada predominante, \bar{Nu}_{LC} foi reduzido em até 26% pela instalação da aleta na parede esquerda da cavidade. Segundo os autores, a aleta interrompeu o escoamento próximo à parede em que ela foi instalada, prejudicando assim a convecção e, conseqüentemente, \bar{Nu}_{LC} . Darzi *et al.* (2016) fizeram observações semelhantes quanto à instalação de aletas retangulares na base de uma cavidade de tampa deslizante. Conforme os autores, o uso de aletas não se mostrou eficiente na promoção da troca térmica convectiva nos casos de convecção forçada e mista dominantes, uma vez que o escoamento convectivo acabou sendo bloqueado por elas. Cong *et al.* (2016) investigaram os efeitos da razão de aspecto de uma aleta retangular sobre a convecção de um nanofluido no interior de uma cavidade de tampa deslizante. Posicionando a aleta na base da cavidade, os autores perceberam que sua razão de aspecto exerce uma grande influência sobre o escoamento e a transferência de calor. Segundo eles, a razão de aspecto ótima da aleta variou entre 0,46 e 0,56 em todos os casos analisados. Lorenzini *et al.* (2016) também avaliaram o papel da razão de aspecto de uma aleta retangular sobre o processo de convecção em uma cavidade quadrada. Conforme os resultados apresentados pelos autores, aletas com razão de aspecto variando entre 0,3 e 0,5 se mostraram mais apropriadas para potencializar \bar{Nu}_{LC} . Shulepova *et al.* (2020) exploraram a convecção de um nanofluido (H₂O-Al₂O₃) em uma cavidade de tampa deslizante que se destacava por apresentar, simultaneamente em seu interior, uma aleta quadrada e um obstáculo adiabático retangular. No estudo em questão, os autores analisaram os papéis de Ra_{LC} , Re_{LC} e ψ sobre a transferência de calor convectiva do nanofluido, dada por \bar{Nu}_{LC} . Em geral, \bar{Nu}_{LC} se mostrou diretamente proporcional aos três parâmetros testados, uma vez que incrementos em qualquer um deles resultou na sua intensificação. Mais recentemente, Hussain *et al.* (2021) avaliaram a importância do distanciamento entre duas ou mais aletas retangulares (adiabáticas ou isotérmicas) sobre a convecção de um nanofluido exposto a um campo magnético inclinado em uma cavidade. Para todas as inclinações testadas, os autores observaram que a troca térmica foi prejudicada pelo aumento da quantidade de aletas adiabáticas, que levou a um menor espaçamento entre elas. Espaçamentos iguais ou inferiores

a 30% do perímetro da parede se mostraram os mais prejudiciais, uma vez que nestes cenários é que os menores valores de $\bar{N}u_{LC}$ foram registrados.

Aletas de diferentes características (flexíveis e porosas), bem como de diversos formatos, já foram testadas para o aprimoramento da troca térmica convectiva no interior de cavidades. Selimefendigil *et al.* (2019), por exemplo, avaliaram como a instalação de uma aleta retangular flexível, em uma cavidade quadrada de fronteira lateral deslizante, impacta o escoamento e a transferência de calor convectiva em seu interior. Conforme os autores, a instalação da aleta na parede superior da cavidade foi prejudicial para a troca térmica nos casos em que o mecanismo de convecção natural prevalecia, dada a redução de 18,7% em $\bar{N}u_{LC}$ registrada para $Ri = 100$. Wang *et al.* (2020) investigaram os efeitos da instalação de um conjunto de aletas retangulares porosas sobre a convecção de um fluido no interior de uma cavidade de tampa deslizante. Para todos os valores de Ri , os autores observaram que ao aumentarem a permeabilidade das aletas, através de incrementos no número adimensional de Darcy (Da), a troca térmica convectiva foi intensificada. Entretanto, este padrão somente foi observado até uma determinada permeabilidade, pois a partir de $Da = 0,01$ a taxa de transferência de calor se manteve inalterada. Os autores ainda relataram que a quantidade de aletas instaladas na cavidade impactou positivamente a taxa de transferência de calor, dado o comportamento crescente apresentado por ela à medida que mais aletas eram instaladas na cavidade. Por sua vez, Moayedi *et al.* (2022) buscaram determinar o design ideal para uma aleta isotérmica a fim de maximizar a troca térmica convectiva no interior de uma cavidade quadrada de tampa deslizante. Para a aleta, quatro diferentes designs (T, Y, Γ e Γ) foram testados, os quais são apresentados na Fig. 2.5 (a-d) junto à representação esquemática da cavidade estudada. Conforme os autores, o escoamento aparentou ser muito sensível ao design da aleta, especialmente nas zonas próximas a ela. Para a aleta em T, o vórtice convectivo formado à esquerda da cavidade apresentou maiores velocidades, potencializando o processo de convecção naquela região. Entre os diferentes designs testados para a aleta, Γ foi o que se mostrou mais adequado para promover a troca térmica no interior da cavidade. Para este design, $\bar{N}u_{LC}$ foi 10,24% maior se comparado ao obtido através da aleta em T. Além dos resultados interessantes apresentados, os autores ainda contribuíram para o estado da arte por desenvolverem correlações, baseadas em Ra_{LC} , capazes de prever $\bar{N}u_{LC}$ para os quatro designs de aletas avaliados.

Figura 2.5 – Cavity estudada por Moayedi *et al.* (2022) com aletas de quatro diferentes designs instaladas em sua base: (a) aleta em T, (b) aleta em Y, (c) aleta em Γ e (d) aleta em Γ .



Fonte: Adaptado de Moayedi *et al.* (2022).

Na literatura, estudos que fazem uso do MDC para análise da importância dos parâmetros geométricos de aletas sobre o escoamento convectivo no interior de cavidades também são existentes. Razera *et al.* (2017), por exemplo, empregaram o MDC para avaliarem como a fração de área de uma aleta triangular, posicionada na base de uma cavidade quadrada de tampa deslizante, pode impactar o processo de convecção que ali ocorre. Conduzindo o estudo para diferentes valores do número adimensional de Rayleigh (Ra_{LC}), os autores constataram que incrementos em Ra_{LC} intensificaram $\bar{N}u_{LC}$. Entretanto, a transferência de calor foi

prejudicada por aletas de maior fração de área. Prosseguindo com os seus estudos, Razera *et al.* (2018) ainda investigaram como o processo de convecção no interior de uma cavidade quadrada de tampa deslizante é impactado por aletas semielípticas instaladas nas paredes da cavidade. Novamente utilizando o MDC, porém associado ao método de busca exaustiva, os autores puderam averiguar que o modelo semielíptico proporcionou melhores características térmicas às aletas em comparação ao modelo tradicional, de formato retangular. Através deste “novo” formato de aleta, ganhos de até 26% em \bar{Nu}_{LC} foram registrados. Além disso, os autores ainda afirmam que a instalação da aleta na base da cavidade deve ser evitada, sendo mais indicado a sua fixação na parede direita. De forma similar, Cong *et al.* (2018) também associaram o MDC ao método de busca exaustiva para a condução de seu estudo, cujo objetivo era otimizar a geometria de uma aleta retangular visando maximizar a troca térmica convectiva no interior de uma cavidade. Como GL do problema, os autores adotaram a razão de aspecto da aleta e sua fração de área, enquanto diferentes características fluidodinâmicas e térmicas foram testadas para o escoamento através de Ra_{LC} , Re_{LC} e Ri . Segundo os autores, aumentos na área superficial das aletas não resultaram na intensificação de sua troca térmica. Para $Re_{LC} = 2000$, por exemplo, os maiores valores de \bar{Nu}_{LC} foram alcançados pelas aletas de menor área superficial de troca, que apresentavam fração de área e razão de aspecto iguais a 0,5. Quanto aos efeitos de Ra_{LC} , Re_{LC} e Ri sobre a transferência de calor convectiva, os autores afirmaram que \bar{Nu}_{LC} foi intensificado por incrementos nestes adimensionais. Rodrigues *et al.* (2020) utilizaram o MDC para avaliarem o impacto da razão de aspecto de duas aletas retangulares sobre o processo de convecção de um fluido hipotético em uma cavidade quadrada de tampa deslizante. Conduzindo o estudo para os cenários de convecção forçada ou mista, com as aletas instaladas na base da cavidade, os autores observaram que a escolha do indicador de desempenho do problema desempenha um papel fundamental sobre as recomendações de design sugeridas. Conforme eles, designs que maximizaram \bar{Nu}_{LC} necessariamente não foram os mesmos em que as maiores taxas adimensionais de transferência de calor foram registradas. Nos casos de convecção forçada dominante, os maiores valores de \bar{Nu}_{LC} foram obtidos por intermédio das aletas de maior razão de aspecto, enquanto o oposto foi observado para q^* .

A Tabela 2.1 apresenta um compilado de mais alguns estudos que abordaram o problema de escoamento convectivo no interior de cavidades. Como evidenciado pela tabela e a discussão realizada, escassos são os estudos que buscaram investigar os papéis de AR e AR_0 sobre o escoamento e a troca térmica convectiva no interior de cavidades. Investigações acerca do papel de AR se limitam a estudos em que a presença de obstáculos no interior da cavidade

não foi considerada (GUO; SHARIF, 2004; LIN et al., 2011 KEFAYATI; TANG, 2018; ABBOU et al., 2023; CHOWDHURY; KUMAR, 2023), bem como a um reduzido número de trabalhos envolvendo obstáculos quadrados (NASRIN, 2011) e triangulares (KUMAR et al., 2021; VIJAYAN; GANGAWANE, 2021; KUMAR et al., 2022). Quanto à AR_0 , ainda mais limitada é a literatura sobre este parâmetro, não existindo estudos específicos sobre a importância dele para o processo de convecção. Essa falta de informação acerca dos papéis desempenhados por AR e AR_0 sobre os fenômenos fluidodinâmicos e térmicos no interior de cavidades configura uma lacuna de conhecimento a ser preenchida, que pode ser explorada através de uma abordagem baseada na teoria construtal.

Tabela 2.1 – Compilado de estudos que abordam o problema de escoamento convectivo no interior de cavidades.

Artigo	Geometria	Parâmetros Analisados	Principais Resultados
Guo e Sharif (2004)	Cavidade dirigida de fronteiras laterais móveis com uma fonte de calor em sua base.	- Razão de Aspecto da Cavidade (AR) - Número de Richardson (Ri)	- \bar{Nu}_{LC} intensificado por $AR \geq 1$. (cavidade quadrada ou verticalmente alongada) - Convecção natural ($Ri > 10$) mais apropriada para a promoção da transferência de calor.
Lin <i>et al.</i> (2011)	Cavidade de tampa deslizante com paredes laterais e inferior adiabáticas.	- AR - Número de Reynolds (Re_{LC})	- Para os casos de AR e Re_{LC} mais elevados, maior foi a quantidade de vórtices formados no interior da cavidade.
Nasrin (2011)	Cavidade dirigida, com parede esquerda móvel e direita ondulada, contendo um obstáculo condutor de calor.	- AR e Ri	- \bar{Nu}_{LC} mostrou ser mais elevado em cavidades de formato vertical. - Escoamento e troca térmica convectiva dependentes de Ri , com \bar{Nu}_{LC} sendo superior no cenário de convecção forçada dominante.
Kefayati e Tang (2018)	Cavidade de tampa deslizante, preenchida por um fluido viscoelástico, na presença de um campo magnético uniforme.	- AR e Re_{LC} - Número de Bingham (Bi) - Número de Eckert (Ec) - Número de Hartmann (Ha)	- Transferência de calor ampliada por $AR < 1$. (cavidade horizontalmente alongada) - \bar{Nu}_{LC} dependente dos adimensionais avaliados. Aumentos em Re_{LC} o intensificaram, ao passo que valores mais elevados de Bi e Ha o atenuaram.
Kumar <i>et al.</i> (2021)	Cavidade vertical preenchida por um fluido não-newtoniano, com paredes inferior e superior deslizantes, contendo um obstáculo isotérmico triangular.	- AR e Ri - Número de Prandtl (Pr) - Índice do Modelo Power Law (λ)	- A troca térmica convectiva foi fortemente impactada por Pr , seguido por AR , λ e Ri em nível de importância. - \bar{Nu}_{LC} apresentou maiores valores na cavidade de máxima configuração vertical, de $AR = 0.25$.

Vijayan e Gangawane (2021)	Cavidade vertical preenchida por um fluido não-newtoniano, com paredes inferior e superior deslizantes, contendo um obstáculo gerador de calor triangular.	- AR , Pr , Ri e λ	- A taxa de transferência de calor apresentou um padrão decrescente com aumentos em AR e λ . Por outro lado, ela foi intensificada de 30 a 60% por incrementos em Pr .
Kumar <i>et al.</i> (2022)	Cavidade de fronteiras inferior e superior deslizantes, com a parede ondulada, contendo um obstáculo isotérmico triangular.	- AR , Pr , Ri e λ - Quantidade de Ondulações da Parede	- AR demonstrou ser o parâmetro de maior importância para o escoamento e a troca térmica. - Para a transferência de calor, o design em que a parede esquerda possuía 5 ondulações foi o pior. Nesse caso, o escoamento ficou preso entre as ondulações, cessando a troca térmica convectiva.
Abbou <i>et al.</i> (2023)	Cavidade dirigida com fronteiras laterais móveis.	- AR e Ri - Distribuição de temperatura na parede inferior da cavidade: uniforme e não uniforme (perfil senoidal)	- Transferência de calor mais acentuada na cavidade de máximo formato horizontal, no cenário de convecção forçada predominante. - Nusselt local (Nu_{LC}) na parede inferior se mostrou dependente da distribuição de temperatura admitida à parede, apresentando um comportamento parabólico para a distribuição uniforme e senoidal para a não uniforme.
Chowdhury e Kumar (2023)	Cavidade dirigida de fronteiras inferior e superior deslizantes.	- AR , Re_{LC} e λ - Direção de deslocamento das fronteiras móveis	- AR e a direção de deslocamento das fronteiras móveis impactaram o escoamento no interior da cavidade, influenciando às características de formação dos vórtices primários e secundários. - Nos casos de cavidade horizontal ou quadrada, a formação e o tamanho dos vórtices secundários se mostraram dependentes de Re e λ .

Fonte: Elaborado pelo autor.

2.2 TEORIA CONSTRUTAL

A teoria construtal é uma visão multidisciplinar que sustenta a ideia de que a configuração/evolução de um sistema de escoamento – animado ou não – não se dá ao acaso, mas sim através de um princípio físico, a lei construtal (BEJAN; LORENTE, 2006, 2008).

2.2.1 Lei Construtal

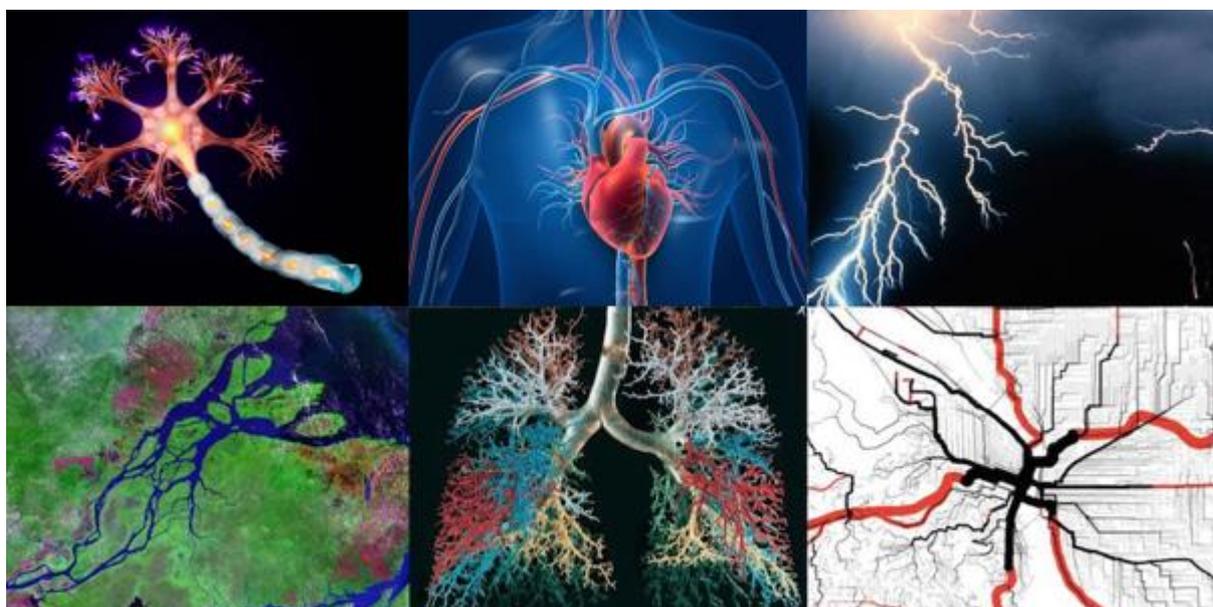
A lei construtal trata a ocorrência do design e sua evolução na natureza. Este princípio reconhece a tendência natural da evolução dos sistemas de escoamento em direção de um “acesso facilitado”, estando a palavra “acesso” relacionada à oportunidade de entrar e mover-se através de um espaço confinado (BEJAN; LORENTE, 2011). Em construtal, evolução é a mudança do design de um sistema que possui liberdade para se transformar (BEJAN, 2016a). Para Bejan e Lorente (2008, p. 2), a lei construtal define:

“Para um sistema de tamanho finito persistir ao longo do tempo (manter-se vivo), sua configuração deve se modificar livremente de modo que seu acesso as suas correntes internas (fluido, energia, espécies, etc) seja facilitado”.

Embora o enunciado da lei construtal traga conceitos rotineiros da área de engenharia, ela não se limita apenas aos sistemas desta área, uma vez que ela se trata de um princípio físico universal. Este princípio prevê a evolução de todos os domínios em que o fenômeno da evolução possa ser observado, registrado e estudado, como: bacias hidrográficas, escoamentos turbulentos, atletismo, evolução tecnológica e design animal (anatomia dos seres vivos). Nesta visão multidisciplinar da aplicabilidade da lei construtal, Reis *et al.* (2004) a utilizam para avaliar teoricamente a estrutura respiratória pulmonar. Em suas conclusões, os autores observaram que o melhor funcionamento da árvore brônquica é alcançado com 23 ramificações, exatamente o número indicado pela literatura da área. Bejan e Lorente (2006), Reis (2006) e Bejan *et al.* (2016) relacionam a lei construtal com o fenômeno de formação e evolução das bacias hidrográficas. Conforme os autores, este tipo de sistema trata-se de um problema clássico abordado pela lei construtal, os sistemas de escoamento ponto-área. Por sua vez, Lorente (2007) e Reis (2008) associaram a lei construtal à dinâmica de desenvolvimento de cidades e sua infraestrutura. Para ambos os autores, o sistema viário (ruas, avenidas e estradas) de grandes

centros costuma ser modificado para proporcionar uma melhor trafegabilidade para pedestres e veículos. Em outras palavras, o sistema evolui com o tempo em direção de uma melhor configuração de escoamento, sendo isto uma clara manifestação da lei construtal. Complementando esta ideia, Bejan e Lorente (2006, 2007) afirmam que a ocorrência de padrões de escoamento na natureza é um fenômeno físico (lei construtal) encontrado em todos os sistemas vivos, sejam eles animados ou não. Em grande parte destes sistemas, semelhanças são encontradas ao que tange suas geometrias, uma vez que a arquitetura de uma grande quantidade deles partilham de um mesmo design, de arquitetura dendrítica (formato de árvore). Sistemas com esta configuração são os mais indicados para a promoção de escoamentos entre um ponto e um infinito de pontos (ponto/área-volume) (BEJAN; LORENTE, 2006, 2007). Alguns exemplos deste tipo de sistema, além dos já mencionados (bacias hidrográficas, sistema pulmonar e infraestrutura de cidades), são a estrutural neural, os raios elétricos e os sistemas circulatório e nervoso, como mostra a Fig. 2.6:

Figura 2.6 – Sistemas de escoamento ponto-área/volume com arquitetura de árvore.



Fonte: Adaptado de Krassowski (2018), Cruz (2019) e Alex (2022).

Além dos sistemas da natureza, a lei construtal também rege os princípios de geração de design em aplicações de engenharia, onde as resistências intrínsecas ao escoamento também devem ser minimizadas. Desta maneira, há o surgimento de arquiteturas padrões muito conhecidas e utilizadas nos mais diferentes problemas de engenharia, como os dutos circulares, as formas aerodinâmicas e hidrodinâmicas dos corpos aéreos e marinhos, o espaçamento entre aletas em trocadores de calor, etc. Este princípio de geração – baseado na lei construtal – é conhecido por design construtal (BEJAN; LORENTE, 2007, 2008).

2.2.2 Design Construtal

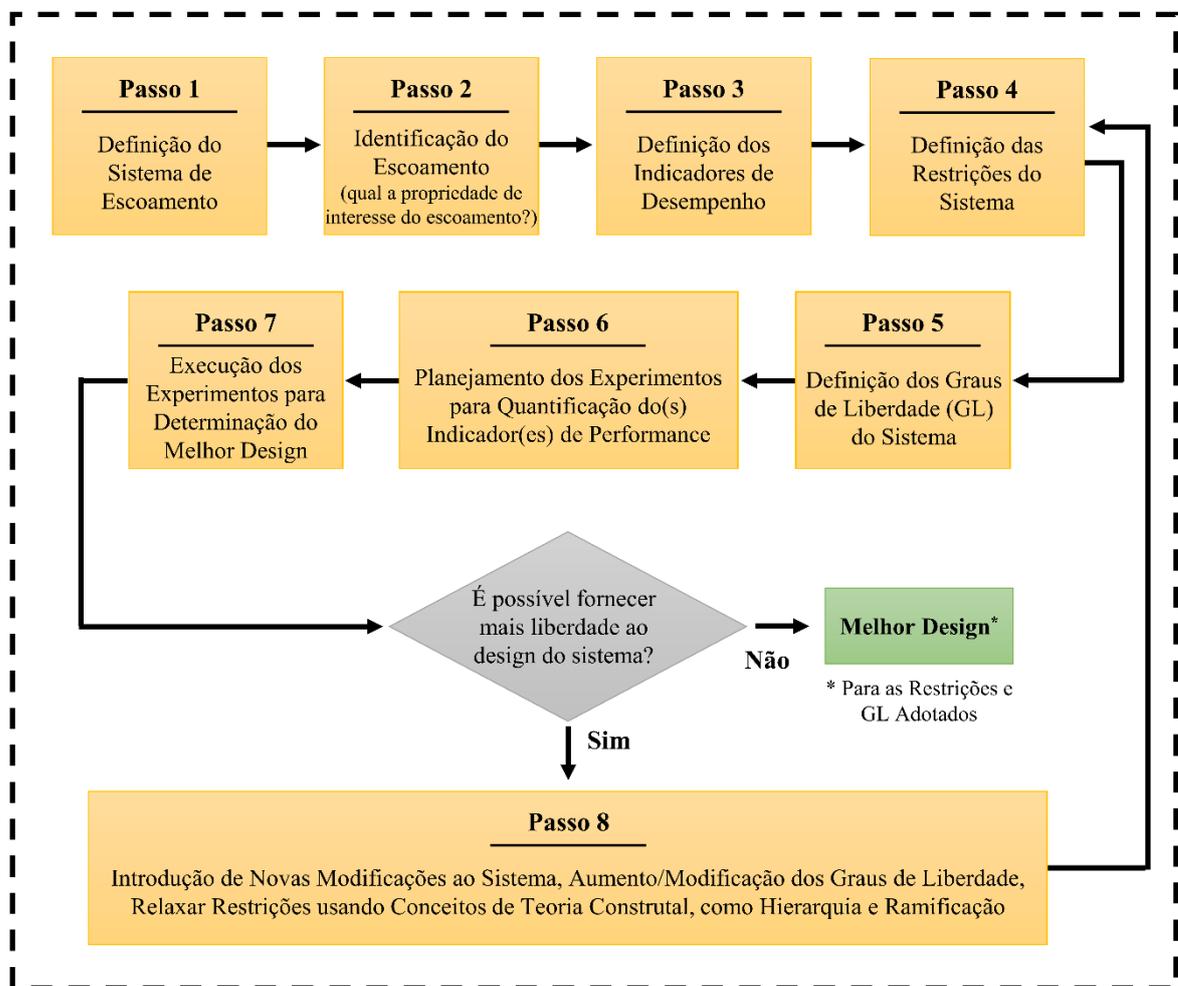
Para Bejan e Lorente (2008, p. 75), o design construtal se resume à estratégia de observar e aplicar a lei construtal nos mais variados sistemas de escoamento, identificando as arquiteturas ótimas que são fundamentais e universalmente aplicáveis. O design construtal é a filosofia do design evolucionário nas aplicações de engenharia (DOS SANTOS et al., 2017). Nele a natureza não é copiada, mas as arquiteturas de escoamento através dele construídas muitas vezes se assemelham às observadas na natureza (BEJAN; LORENTE, 2008, p. 377). Nos projetos de engenharia, a lei construtal é aplicada através do método de design construtal (BEJAN; LORENTE, 2008; DOS SANTOS et al., 2017).

2.2.3 Método de Design Construtal (MDC)

O método de design construtal (MDC) viabiliza a utilização da lei construtal para a melhora dos projetos de engenharia, visando não apenas as melhores arquiteturas para eles, mas também as estratégias mais eficientes para alcançá-las (BEJAN; LORENTE, 2008; HELBIG et al., 2016). O MDC orienta o “designer” (no tempo) em direção das arquiteturas que apresentam um desempenho global cada vez maior para os escoamentos especificados (fluido, calor, tensões) (BEJAN; LORENTE, 2008, p. 6). Na engenharia, este método – que é baseado em restrições (geométricas e físicas) e objetivos (indicadores de desempenho) – vem sendo utilizado para o estudo de geometrias de sistemas de escoamento de tamanho finito, visando a minimização/maximização de seus indicadores de desempenho pré-definidos (BEJAN; LORENTE, 2008; DOS SANTOS et al., 2017). Embora originalmente destinado apenas à avaliação de geometrias, o MDC agora é amplamente utilizado em conjunto com técnicas de otimização, possibilitando não apenas o estudo das geometrias, mas também a sua otimização. Entre as principais técnicas que podem ser utilizadas em conjunto com o MDC, destacam-se: algoritmo genético (BISERNI et al., 2017; WU et al., 2020), busca exaustiva (RAZERA et al., 2018; RODRIGUES et al., 2020; DA SILVEIRA et al., 2022;), design de experimentos (KLEIN et al., 2017; CUNEGATTO et al., 2023a; 2023b), machine learning (BOONMA et al., 2022; MESGARPOUR et al., 2022), otimização multi-objetivo (FENG et al., 2021, 2022a; SUN et al., 2022) e superfície de resposta (DUTRA et al., 2021; YU et al., 2022).

Em problemas de engenharia, a aplicação do MDC ocorre através de um sequencial de passos bem definidos, incluindo: **i)** definição do sistema de escoamento, **ii)** identificação do escoamento (qual a propriedade de interesse do escoamento), **iii)** definição do(s) indicador(es) de desempenho, **iv)** definição das restrições físicas e geométricas do sistema, **v)** definição dos graus de liberdade (GL) do sistema estudado **vi)** planejamento dos experimentos/simulações, **vii)** execução dos experimentos/simulações e **viii)** concessão (se possível) de maior liberdade ao sistema, permitindo que seu design evolua ainda mais. Todos estes passos são descritos em detalhes na Fig. 2.7, que apresenta o fluxograma da aplicação do MDC em um problema genérico de engenharia.

Figura 2.7 – Fluxograma da aplicação do MDC em um problema genérico de engenharia.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Por ser um método multidisciplinar – facilmente aplicável a qualquer sistema de escoamento – o método de design construtal vem sendo adotado para o projeto dos mais

diversos sistemas. Na literatura, estudos que fazem uso dele são encontrados para uma grande variedade de problemas, envolvendo sistemas energéticos (DOS SANTOS et al., 2014; GOULART et al., 2015; MARTINS et al., 2018), térmicos (BEJAN; ALMOGBEL, 2000; LORENZINI; ROCHA, 2009; FENG et al., 2019; MUSTAFA, 2019; CHEN et al., 2022) e até sistemas hemodinâmicos (DUTRA et al., 2020, 2021; IMPIOMBATO et al., 2021a, 2021b).

2.2.3.1 Design Construtal em Sistemas Energéticos

Estudando conversores de energia das ondas por galgamento, Dos Santos *et al.* (2014) empregaram o método do design construtal para encontrar quais geometrias da rampa de direcionamento das ondas estimulam a entrada de água no reservatório de geração. Considerando diferentes profundidades relativas para a turbina de geração no interior do reservatório, os autores observaram um aumento significativo do desempenho do dispositivo ao aplicarem o MDC para avaliação da geometria da rampa. Em contrapartida, os resultados obtidos não apontaram uma geometria ótima universal da rampa, uma vez que ela se mostrou fortemente dependente das profundidades relativas testadas. Goulart *et al.* (2015) também utilizaram o método de design construtal para conduzir um estudo semelhante, analisando o efeito da geometria da rampa de direcionamento das ondas em um conversor de energia por galgamento, porém em escala real. Como grau de liberdade do problema, adotaram a razão entre a altura e o comprimento da rampa, enquanto as restrições foram as áreas da rampa e do reservatório de geração. Conforme os autores, rampas de menores razões altura/comprimento fomentaram a entrada de água no reservatório de geração, incrementando assim o potencial de geração da turbina elétrica. No trabalho de Martins *et al.* (2018) a análise foi extrapolada para diferentes áreas de construção e submergência, investigando dois graus de liberdade para o problema em escala completa. Por sua vez, Chen *et al.* (2022) empregaram o método de design construtal no estudo das condições de operação de uma turbina de vapor operando no ciclo Rankine. Com a aplicação do método e modificação de algumas condições de operação do equipamento, a potência total gerada pela turbina foi ampliada em 16,59%. Feng *et al.* (2022) também buscaram aumentar a potência gerada por uma turbina de vapor de dupla pressão, operando no ciclo Rankine, por meio da metodologia do design constructal. Implementando o método para avaliar os efeitos de 17 variáveis de operação e de projeto do equipamento sobre a potência gerada por ele, os autores conseguiram incrementar a potência de saída da turbina em até 10,8%.

2.1.3.2 Design Construtal em Sistemas Hemodinâmicos e Térmicos

No campo de sistemas hemodinâmicos, Dutra *et al.* (2020) utilizaram o MDC para avaliar como diferentes parâmetros geométricos e de escoamento afetam uma ponte coronariana em uma artéria idealizada parcialmente obstruída. Adotando a perda de carga adimensional como indicador de performance do problema, os autores observaram que a melhor configuração é aquela onde os diâmetros da artéria e da ponte são iguais, enquanto o ângulo de intersecção entre elas é de 30°. Sob esta configuração a perda de carga ao longo da artéria foi minimizada, contribuindo para a preservação da estrutura da ponte. Em Dutra *et al.* (2021) o estudo anterior é expandido para fluidos Newtonianos e não-Newtonianos e uma comparação entre eles é realizada através dos parâmetros reológicos do modelo de Carreau. Novamente as menores perdas de carga estiveram relacionadas aos casos com ângulo de intersecção de 30° e o diâmetro da artéria e da ponte sendo iguais. Além disso, os autores relataram que a perda de carga adimensional se mostrou fortemente dependente dos parâmetros reológicos do escoamento, uma vez que este parâmetro apresentou valores consideravelmente menores nos casos com fluido newtoniano. Por sua vez, Impiombato *et al.* (2021a) analisaram o mesmo problema considerando um escoamento transiente pulsante, mais semelhante às condições reais de operação do sistema cardiovascular. Neste estudo, os graus de liberdade foram o ângulo de intersecção e a razão entre os diâmetros da artéria e da ponte, sendo o volume do sistema e o grau de obstrução da artéria (50% e 75%) as restrições do problema. Conforme os autores, a perda de carga adimensional foi impactada de forma mais intensa pela razão entre os diâmetros do que pelo ângulo de intersecção, sendo a razão igual a 1 o valor mais indicado. Para um ângulo de intersecção de 30%, com a ponte e a artéria possuindo diâmetros iguais, Impiombato *et al.* (2021b) avaliaram como a posição de intersecção da ponte com a artéria afeta a perda de carga para diferentes Re (150, 250 e 400). Conforme os autores, à medida que o ponto de intersecção da ponte com a artéria se afastou da estenose – região obstruída da artéria – a perda de carga do escoamento foi minimizada.

Pioneiros no estudo de sistemas térmicos com a aplicação do método de design construtal, Bejan e Almogbel (2000) avaliaram como as características geométricas de diferentes aletas influenciam a sua condutância térmica global. Neste estudo, aletas retangulares (no formato da letra T e de Tao, τ) e cilíndricas (no formato de guarda-chuva) tiveram seu desempenho testado considerando dois GL: razão das espessuras das aletas e de seus comprimentos. Com base nos resultados obtidos, os autores observaram aumentos relevantes na condutância das aletas em T após a aplicação do método design construtal. Para aletas em Y,

Lorenzini e Rocha (2006) utilizaram o MDC com o objetivo de minimizar suas resistências térmicas intrínsecas. Além dos dois GL utilizados por Bejan e Almogbel (2000), neste estudo um GL adicional foi considerado: o ângulo entre a secção vertical das aletas e os seus segmentos superiores (responsáveis pelo formato de Y). Segundo os autores, as aletas em Y apresentaram um melhor desempenho após a aplicação do MDC, o qual inclusive é superior ao relatado por Bejan e Almogbel (2000) para aletas em T. Ainda estudando aletas em T-Y, porém no interior de uma cavidade, Lorenzini e Rocha (2009) buscaram avaliar – via MDC – como o desempenho das aletas é afetado pelo seu volume e o da cavidade. Conforme seus resultados, quanto maior o volume das aletas e menor o da cavidade, melhor foi o desempenho. Aletas em T ainda foram estudadas para o resfriamento de corpos cilíndricos (LORENZINI et al., 2014b) e trapezoidais (BISERNI et al., 2017). Nestes estudos, novamente o método de design construtal desempenhou um fundamental no incremento da troca térmica promovida pelas aletas. Embora somente aletas em T-Y e τ tenham sido mencionadas, aletas de outros formatos também já tiveram seu desempenho aprimorado via método de design construtal, como: aletas em X (LORENZINI et al., 2013a, 2013b), V (ESTRADA et al., 2015), onda (SONG et al., 2015), diamante (MUSTAFA, 2019), garfo (HAZARIKA et al., 2020) e árvore (ESTRADA et al., 2020; SHUKLA et al., 2022).

Além do estudo de aletas, o método de design construtal também vem sendo utilizado na análise de outros problemas térmicos. Feng *et al.* (2019) aplicaram o método para a avaliação da geometria de um trocador de calor casco tubo, utilizado na evaporação de fluidos orgânicos. Mantendo a área de troca térmica constante (restrição do problema) e variando o diâmetro do tubo externo (grau de liberdade), os autores observaram que a potência total do dispositivo de bombeamento do líquido pôde ser reduzida em até 70,65%. Ganjehkaviri e Mohd Jaafar (2020) utilizam o MDC para desenvolver a geometria de um coletor solar de placa plana, objetivando potencializar a sua eficiência térmica e reduzir o seu custo anual de operação. Comparando o coletor desenvolvido via MDC com um convencional, os autores constataram um incremento de 5,25% na eficiência térmica do equipamento e uma redução de 1,7% no custo de operação. Feng *et al.* (2021) aplicou o MDC, associado ao método de otimização multi-objetivo, para otimizar um condensador marinho em casco tubo. Por fim, empregando o MDC, ainda há estudos sobre o fenômeno de convecção mista no interior de cavidades (CONG et al., 2018; RAZERA et al., 2018; RODRIGUES et al., 2020; SOOMRO et al., 2022), o que comprova que o uso do MDC para o estudo do problema proposto no presente trabalho é viável. A Tab. 2.2 apresenta um compilado destes estudos, destacando suas geometrias, parâmetros analisados e principais observações realizadas.

Tabela 2.2 – Compilado de estudos que abordam o problema de escoamento convectivo no interior de cavidades via MDC.

Artigo	Geometria	Parâmetros Analisados	Principais Resultados
Lorenzini <i>et al.</i> (2016)	Cavidade de tampa deslizante quadrada com uma aleta retangular em sua base	<ul style="list-style-type: none"> - Razão de Aspecto da Aleta (AR_{fin}) - Número de Rayleigh (Ra_{Lc}) - Número de Reynolds (Re_{Lc}) 	<ul style="list-style-type: none"> - O impacto de AR_{fin} sobre \bar{Nu}_{Lc} se mostrou relevante. Para o cenário cujos valores de Ra_{Lc} e Re_{Lc} eram iguais a 1000, alterações em AR_{fin} ocasionaram variações em \bar{Nu}_{Lc} de até 200%. - Em todos os casos simulados, incrementos em Ra_{Lc} intensificaram \bar{Nu}_{Lc} fortemente.
Cong <i>et al.</i> (2018)	Cavidade de tampa deslizante quadrada, preenchida por um nanofluido, com uma aleta retangular em sua base	<ul style="list-style-type: none"> - AR_{fin}, Ra_{Lc} e Re_{Lc} - Razão de Área entre a Aleta e a Cavidade (ϕ_{fin}) - Fração Volumétrica de Nanopartículas Metálicas (ψ) 	<ul style="list-style-type: none"> - Aletas mais largas ($AR_{fin} < 1$) se mostraram mais adequadas para a promoção da troca térmica em todos os cenários de Re_{Lc}. - Maior foi a transferência de calor registrada quando nanopartículas metálicas foram adicionadas ao fluido base.
Razera <i>et al.</i> (2018)	Cavidade de tampa deslizante quadrada com uma aleta semi-elíptica	<ul style="list-style-type: none"> - AR_{fin}, Ra_{Lc}, Re_{Lc} e ϕ_{fin} - Parede de Instalação da Aleta (esquerda, inferior ou direita) 	<ul style="list-style-type: none"> - Frente a resultados da literatura para outros designs de aleta, o formato semi-elíptico exibiu um desempenho térmico 23% superior. - Para cada conjunto de Ra_{Lc}, Re_{Lc} e ϕ_{fin}, um determinado valor de AR_{fin} despontou como o mais indicado para a transferência de calor. Logo, a existência de uma AR_{fin} ótima universal é irrealista.

Rodrigues <i>et al.</i> (2020)	Cavidade de tampa deslizante quadrada contendo duas aletas retangulares em sua base	- AR_{fin} e ϕ_{fin}	<p>- A escolha do indicador de desempenho do sistema (\bar{Nu}_{LC} ou q^*) é fundamental para a recomendação teórica do design da aleta. O melhor design em termos de \bar{Nu}_{LC}, pode não ser o mais indicado para q^*.</p> <p>- Nos cenários de convecção forçada ($Ri = 0.1$), aletas delgadas, de maior AR_{fin}, destacaram-se na maximização de q^*. Entretanto, para \bar{Nu}_{LC}, aletas de menor AR_{fin} foram as mais indicadas.</p>
Soomro <i>et al.</i> (2022)	Cavidade de tampa deslizante semi-circular, contendo um obstáculo isotérmico redondo, exposta a um campo magnético	<p>- Re_{LC}</p> <p>- Número de Hartmann (Ha)</p> <p>- Número de Richardson (Ri)</p>	<p>- Na região direita da cavidade, a componente horizontal do escoamento aumenta com incrementos em Ha e Re_{LC}, enquanto ela decai com o aumento de Ri.</p>

Fonte: Elaborado pelo autor.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo, são abordados todos os aspectos pertinentes à metodologia utilizada na condução deste trabalho. De maneira detalhada, é descrito o sequencial de etapas seguido na aplicação do MDC, ao passo que também são apresentados os modelos matemático e numérico implementados para a solução do problema proposto.

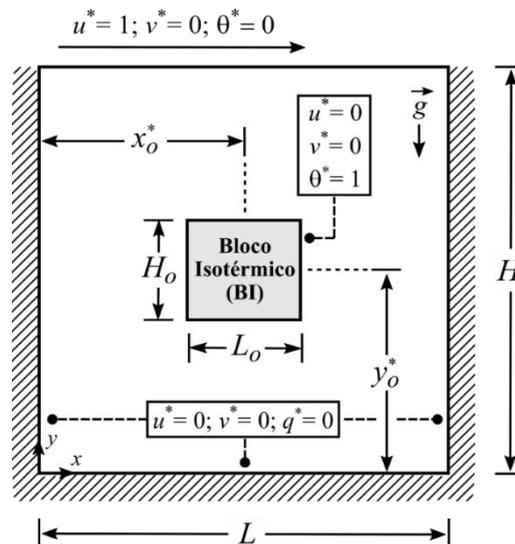
3.1 APLICAÇÃO DO MÉTODO DE DESIGN CONSTRUTAL (MDC)

Dada a aplicabilidade do MDC para o estudo do processo de convecção mista no interior de cavidades, destacada pela revisão bibliográfica realizada, optou-se pelo seu uso no presente trabalho. Como já comentado, a utilização desse método envolve uma sequência de passos bem definidos, que culminam no fluxograma previamente apresentado na Fig. 2.7. A seguir, todos esses passos são descritos, considerando todas as peculiaridades de sua aplicação neste trabalho.

Passo 1: Definição do Sistema de escoamento

O sistema de escoamento estudado consiste em uma cavidade de tampa deslizante, preenchida por ar ($Pr = 0,71$), com um bloco isotérmico dentro. No interior da cavidade, gradientes de temperatura entre o bloco e o fluido, somados ao escoamento ocasionado pelo deslocamento da tampa, resultam no processo de convecção mista (de estratificação instável) que é numericamente investigado. Uma melhor compreensão do problema pode ser obtida na Fig. 3.1, onde a representação esquemática do domínio computacional adotado é apresentada.

Figura 3.1 – Representação esquemática do domínio computacional do sistema estudado.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para a análise dos comportamentos fluidodinâmico e térmico do escoamento no interior da cavidade sob os diferentes regimes de convecção considerados, a definição dos números adimensionais de Prandtl (Pr), Grashof ($Gr_{\sqrt{A}}$), Reynolds ($Re_{\sqrt{A}}$) e Richardson (Ri) se fez necessária. Assim, a fim de se obter $Ri = 0,1; 1,0$ e 10 – representativos dos mecanismos de convecção forçada, mista e natural – $Gr_{\sqrt{A}}$ foi admitido constante (10^5) com $Re_{\sqrt{A}}$ sendo variável (1000, $\approx 316,2$ e 100). Por definição, Pr , $Gr_{\sqrt{A}}$, $Re_{\sqrt{A}}$ e Ri foram respectivamente obtidos através das Eqs. 3.1, 3.2, 3.3 e 3.4:

$$Pr = \frac{\omega}{\alpha} \quad (3.1)$$

$$Gr_{\sqrt{A}} = \frac{\vec{g}\beta\Delta T_{max}(\sqrt{A})^3}{\omega^2} \quad (3.2)$$

$$Re_{\sqrt{A}} = \frac{U_{lid}\sqrt{A}}{\omega} \quad (3.3)$$

$$Ri = \frac{Gr_{\sqrt{A}}}{(Re_{\sqrt{A}})^2} = \frac{\vec{g}\beta\Delta T_{max}\sqrt{A}}{U_{lid}^2} \quad (3.4)$$

onde ω é a viscosidade cinemática, α é a difusividade térmica, \vec{g} é a aceleração da gravidade, β é o coeficiente de expansão térmica, ΔT_{max} é a diferença entre as temperaturas da tampa deslizante (T_{lid}) e do BI (T_{BI}), A é a área da cavidade e U_{lid} é a velocidade de deslocamento da tampa deslizante.

Passo 2: Identificação do Escoamento e do Propósito do Sistema para Construtal

Considerando que cavidades de tampa deslizante, contendo obstáculos aquecidos, retratam de forma idealizada o problema de resfriamento de dispositivos eletrônicos em espaços confinados, o propósito do sistema em análise é promover a transferência de calor do BI. Para construtal, o design de um sistema de tamanho finito – animado ou não – deve evoluir na direção de uma configuração que facilite o escoamento daquilo que o mantém “vivo” (BEJAN; LORENTE, 2008), neste caso, o calor convectivo entre o BI e o fluido circundante.

Passo 3: Definição do Indicador de Desempenho do Sistema

Para análise e quantificação da transferência de calor convectiva no interior da cavidade, adotou-se como indicador de desempenho a taxa adimensional de transferência de calor nas paredes do bloco isotérmico (q^*), dada pela Eq. 3.5:

$$q^* = \frac{q}{kW\Delta T_{max}} \quad (3.5)$$

onde q representa a taxa de transferência de calor nas paredes do bloco isotérmico, k a condutividade térmica do fluido de trabalho e W a profundidade unitária da cavidade.

Passo 4: Definição das Restrições do Sistema

Como restrições do sistema, que limitam a sua evolução, foram consideradas as áreas da cavidade (A) e do bloco isotérmico (A_0), respectivamente obtidas através das Eqs. 3.6 e 3.7. Adimensionalmente, A é representado pela Eq. 3.8 e A_0 pela Eq. 3.9:

$$A = H \cdot L \quad (3.6)$$

$$A_0 = H_0 \cdot L_0 \quad (3.7)$$

$$H^* \cdot L^* = 1 \quad (3.8)$$

$$\phi = \frac{A_0}{A} \quad (3.9)$$

onde H e L são a altura e o comprimento da cavidade, H_0 e L_0 a altura e o comprimento do bloco isotérmico, H^* e L^* a altura e o comprimento adimensional da cavidade (dados por H/\sqrt{A} e L/\sqrt{A} , respectivamente) e ϕ simboliza a razão entre A_0 e A , atuando como um parâmetro representativo do tamanho do bloco isotérmico. Nesse contexto, quatro diferentes valores (1/4, 1/8, 1/16 e 1/32) foram admitidos a ϕ , permitindo a análise dos efeitos do tamanho do BI sobre o escoamento e a troca térmica convectiva.

Passo 5: Definição dos Graus de Liberdade (GL) do Sistema

Como graus de liberdade (GL) do sistema, que permite a evolução do seu design na direção de uma configuração que possa maximizar q^* , inicialmente foram admitidas apenas as razões de aspecto da cavidade (AR) e do BI (AR_0), respectivamente, Eqs. 3.10, 3.11:

$$AR = \frac{H}{L} \quad (3.10)$$

$$AR_0 = \frac{H_0}{L_0} \quad (3.11)$$

Para estes parâmetros, distintas faixas de valores foram avaliadas a depender de ϕ . Isto foi realizado para evitar que a razão entre as dimensões do BI e da cavidade fosse muito pequena ($< 0,05$), o que poderia dificultar a criação das malhas numéricas, ou demasiadamente elevada ($> 0,9$), a ponto do fluido não ter espaço para circular. Deste modo, através dos limites impostos a AR e AR_0 para cada ϕ , garantiu-se que em nenhum design analisado os índices de ocupação horizontal (COI_x) e vertical (COI_y) da cavidade – dados pelas Eqs. 3.12 e 3.13 – foram inferiores a 0,05 ou superiores a 0,9.

$$COI_x = \frac{L_0}{L} \quad (3.12)$$

$$COI_y = \frac{H_0}{H} \quad (3.13)$$

Passo 6: Planejamento das Simulações para Quantificar o Indicador de Performance

As simulações destinadas para avaliar o comportamento de q^* em resposta às modificações introduzidas ao design do sistema pelos GL considerados – AR e AR_0 – foram planejadas com o BI centralizado no interior da cavidade, tanto horizontalmente ($x_0^* = 0,5$) como verticalmente ($y_0^* = 0,5$). As Eqs. 3.14 e 3.15 descrevem x_0^* e y_0^* , que representam as posições horizontal e vertical, adimensionalizadas, do centro geométrico do BI:

$$x_0^* = \frac{x_0}{L} \quad (3.14)$$

$$y_0^* = \frac{y_0}{H} \quad (3.15)$$

onde x_0 e y_0 são as posições horizontal e vertical do centro geométrico do BI.

Para essas condições, os efeitos da AR e AR_0 sobre o design do sistema estudado e, consequentemente, o escoamento convectivo em seu interior, foram explorados em três etapas. Na primeira etapa, a investigação concentrou-se na análise dos efeitos da AR_0 , que se admitiu variável, enquanto a AR foi mantida constante, igual a 1 (cavidade quadrada). Nesta etapa, inicialmente a AR_0 foi o único GL de liberdade admitido, somente em um segundo momento que x_0^* foi considerado. Sob estas condições, 48 diferentes configurações foram testadas para o sistema, que avaliadas para $Ri = 0,1; 1,0$ e 10 , resultaram em 144 casos analisados. A Tab. 3.1 apresenta todos os pares de AR_0 e ϕ testados para o sistema nessa primeira etapa do trabalho, onde percebe-se que o valor máximo admitido à AR_0 é diferente para cada ϕ . Dado que o BI possui dimensões maiores para $\phi = 1/4$, valores de AR_0 superiores a 3,0 acabam sendo inviáveis em razão do limite de $COI_y < 0,9$ ser violado. Já para $\phi = 1/32$, onde o BI possui as menores dimensões do problema, valores de AR_0 superiores a 6,0 originam designs horizontais excessivamente finos, que desrespeitam o limite de $COI_x > 0,05$. Logo, os distintos valores máximos de AR_0 estão associados às dimensões do BI e sua relação com COI_x e COI_y para cada ϕ .

Tabela 3.1 – Pares de AR_0 e ϕ que originaram os designs avaliados para o sistema na Etapa 1.

ϕ	Razão de Aspecto do Bloco Isotérmico (AR_0)														
1/4	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00				
1/8	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	6,00				
1/16	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	6,00	7,00	8,00	9,00	10,00
1/32	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	6,00				

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na segunda etapa, realizou-se o oposto, manteve-se a AR_0 constante, igual a 1 (BI quadrado), enquanto a AR foi admitida variável. Nesse cenário, inicialmente considerou-se a AR como o único GL do problema, enquanto x_0^* foi considerado em um segundo momento. A Tab 3.2 detalha todos os pares de AR e ϕ testados para o sistema nessa etapa, originando 56 diferentes designs, que testados para cada Ri resultaram em 168 casos analisados. Dado que a troca térmica convectiva demonstrou ser mais sensível em determinadas faixas de AR ,

nesses intervalos foi necessário variar AR de forma mais suave, com um padrão não linear, como destaca a Tab. 3.2. Além disso, a adoção de diferentes valores de AR_{min} foi necessária para satisfazer o limite de $COI_y < 0,9$.

Tabela 3.2 – Pares de AR e ϕ que originaram os designs avaliados para o sistema na Etapa 2.

ϕ	Razão de Aspecto da Cavidade (AR)													
1/4	0,35	0,40	0,45	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00
1/8	0,18	0,20	0,22	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50	0,60	0,75	1,00	1,50	2,00	3,00
1/16	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00
1/32	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na última etapa, AR e AR_0 foram simultaneamente adotados como os GL do sistema. Pela variação deles, 164 diferentes designs foram originados e testados para o sistema. Mais uma vez, o padrão de variação aplicado aos GL não foi linear, dado que em determinados intervalos o processo de convecção se mostrou mais sensível, exigindo uma redução na ordem de variação de AR e AR_0 . Ao todo, 492 casos foram analisados nesta etapa do trabalho, dado que cada um dos 164 designs do sistema foi individualmente analisado para cada Ri . As Tabelas. 3.3, 3.4, 3.5 e 3.6 apresentam todos os pares de AR e AR_0 correspondentes a cada um dos designs assumidos pelo sistema para $\phi = 1/4, 1/8, 1/16$ e $1/32$, respectivamente.

Tabela 3.3 – Pares de AR e AR_0 dos designs de $\phi = 1/4$ avaliados para o sistema na Etapa 3.

AR	Razão de Aspecto do Bloco Isotérmico (AR_0)													
0,5				0,175	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	
1,0	0,35	0,40	0,45	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00
1,5				0,70	0,85	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	6,00	

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 3.4 – Pares de AR e AR_0 dos designs de $\phi = 1/8$ avaliados para o sistema na Etapa 3.

AR	Razão de Aspecto do Bloco Isotérmico (AR_0)														
0,5	0,10	0,15	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,50	3,00
1,0	0,20	0,35	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	5,50	6,00
1,5	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	1,00	1,50	2,00	3,00	4,00	6,00	8,00	10,00

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 3.5 – Pares de AR e AR_0 dos designs de $\phi = 1/16$ avaliados para o sistema na Etapa 3.

AR	Razão de Aspecto do Bloco Isotérmico (AR_0)														
0,5	0,20	0,35	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	6,00
1,0	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00	9,00	10,00	12,00
1,5	0,75	1,00	1,25	2,00	3,00	4,00	5,00	6,50	8,00	10,00	11,50	13,50	16,00	18,00	20,00

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 3.6 – Pares de AR e AR_0 dos designs de $\phi = 1/32$ avaliados para o sistema na Etapa 3.

AR	Razão de Aspecto do Bloco Isotérmico (AR_0)														
0,5	0,20	0,30	0,40	0,65	1,00	1,50	2,00	2,50	3,25	4,00	5,00	6,00			
1,0	0,75	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	6,00	8,00	10,00	12,00	
1,5	0,25	0,50	1,00	1,50	2,00	3,00	4,00	6,00	8,00	10,00	13,00	16,00	18,00	20,00	

Fonte: Elaborado pelo autor.

Passo 7: Execução das Simulações para Encontrar o Melhor Design do Sistema

Todas as simulações planejadas para a quantificação do indicador de performance do sistema foram executadas no ANSYS FLUENT 2023 R1, que é um software comercial de fluidodinâmica computacional (CFD) baseado no método dos volumes finitos (MFV).

Passo 8: Modificações no Sistema (Aumento dos GL/Relaxamento das Restrições)

A introdução de modificações no sistema, como o aumento dos GL ou o relaxamento das restrições, são ações que podem ser adotadas para fornecer ainda mais liberdade ao sistema, estimulando a sua evolução. Visando isso, admitiu-se x_0^* como um GL adicional do sistema nas Etapas 1 e 2 desse trabalho. Dessa maneira, o processo de convecção no interior do sistema também foi avaliado para situações em que o BI estava posicionado em diferentes posições horizontais, não apenas centralizado ($x_0^* = 0,5$) como inicialmente estipulado. Pela incorporação desse GL adicional, 12 (doze) novos designs foram originados para o sistema, 6 (seis) para cada uma das duas primeiras etapas do trabalho.

3.2 MODELO MATEMÁTICO

No presente trabalho, o escoamento convectivo no interior da cavidade foi considerado newtoniano, bidimensional, laminar, incompressível e permanente (não dependente do tempo). O modelo matemático implementado foi composto pelas equações de conservação da massa, quantidade de movimento (nas direções x e y) e energia; respectivamente descritas pelas Eqs. 3.16–3.19 (BEJAN, 2013).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.16)$$

$$\rho_0 \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (3.17)$$

$$\rho_0 \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v - \rho \vec{g} \quad (3.18)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \nabla^2 T \quad (3.19)$$

onde x e y são as coordenadas cartesianas nas direções horizontal e vertical, u e v são as velocidades do escoamento nas direções horizontal e vertical, p é a pressão, μ é a viscosidade dinâmica, T é a temperatura e ρ_0 é a massa específica na temperatura de referência (T_r) que é equivalente à T_{lid} .

Como hipótese simplificativa do modelo, todas as propriedades do escoamento foram consideradas constantes em relação à temperatura, com exceção da massa específica (ρ) no termo responsável pelas forças de flutuação na Eq. 3.18, que foi modelada como uma função da temperatura através da aproximação de Boussinesq, descrita pela Eq. 3.20 (BEJAN, 2013):

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_r)] \quad (3.20)$$

Para a adimensionalização do problema – adotando \sqrt{A} como comprimento característico (L_c) geométrico do sistema – as formas adimensionais de H_0 e L_0 foram dadas pela Eq. 3.21; u e v pela Eq. 3.22; p pela Eq. 3.23 e T pela Eq. 3.24:

$$H_o^*, L_o^* = \frac{H_o, L_o}{\sqrt{A}} \quad (3.21)$$

$$u^*, v^* = \frac{u, v}{U_{lid}} \quad (3.22)$$

$$p^* = \frac{p}{\rho_0 (U_{lid})^2} \quad (3.23)$$

$$\theta^* = \frac{T - T_{lid}}{T_{BI} - T_{lid}} \quad (3.24)$$

onde u^* e v^* são as componentes adimensionais da velocidade nas direções horizontal e vertical, p^* é a pressão adimensional, θ^* é a temperatura adimensional.

Deste modo, aplicando as formas adimensionais fornecidas pela Eqs. 3.21–3.24 e as definições de Pr (Eq. 3.1), Re (Eq. 3.3) e Ri (Eq. 3.4), as equações de conservação que compõem o modelo matemático (Eqs. 3.16–3.19) podem ser reescritas de forma adimensional como seguem:

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \quad (3.25)$$

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{1}{Re} (\nabla^*)^2 u^* \quad (3.26)$$

$$u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial y^*} + \frac{1}{Re} (\nabla^*)^2 v^* + Ri \theta^* \quad (3.27)$$

$$u^* \frac{\partial \theta^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial \theta^*}{\partial y^*} = \frac{1}{RePr} (\nabla^*)^2 \theta^* \quad (3.28)$$

onde ∇^* é o gradiente em sua forma adimensional, dada por $\nabla\sqrt{A}$.

3.2.1 Condições de Contorno

Como ilustrado na Fig. 3.1, a condição de não-deslizamento ($u^* = v^* = 0$) foi aplicada a todas as paredes da cavidade e do BI, com exceção da tampa deslizante, onde foi prescrita

uma condição de velocidade horizontal constante ($u^* = 1$) na direção de $x^* = 1$. Ainda para a tampa deslizante, uma condição de temperatura constante ($\theta^* = 0$), representando a menor temperatura do problema, foi considerada; enquanto $\theta^* = 1$ foi admitida às paredes do BI. Quanto às paredes inferior e laterais da cavidade, conferiu-se a elas a condição de contorno adiabática ($q^* = 0$), uma vez que elas foram consideradas termicamente isoladas.

3.3 MODELO NUMÉRICO

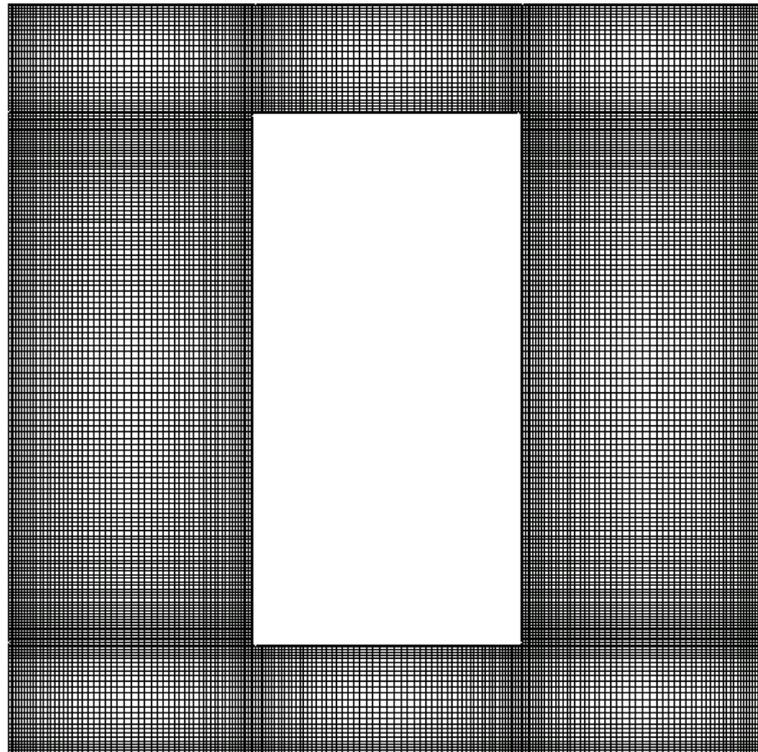
Como já mencionado, a solução das equações diferenciais que compõem o modelo matemático foi realizada computacionalmente – através de simulações numéricas – executadas no ANSYS FLUENT 2023 R1, que faz uso do MFV. Em todas as simulações, o solver foi configurado como *pressure-based* e diferentes algoritmos foram utilizados no tratamento dos mais variados aspectos do problema. O algoritmo SIMPLE foi adotado para tratar o acoplamento pressão-velocidade, PRESTO! foi utilizado para modelar a discretização espacial da pressão, *Least Squares Cell-Based* foi empregue para a solução do gradiente espacialmente discretizado e *Second Order Upwind* para a discretização espacial das equações conservativas da energia e quantidade de movimento. Como critérios de convergência, adotou-se um residual de 10^{-6} para a massa e a quantidade de movimento, enquanto 10^{-8} foi admitido para a energia. Sob estas configurações, utilizando um notebook pessoal [Intel i5 5200 (2.2 GHz) com 16 GB de memória ram na execução das simulações, o tempo computacional variou entre 40 e 90 min a depender do caso simulado.

3.3.1 Análise da Incerteza de Malha

A discretização espacial do domínio computacional (Fig 3.1) foi realizada com o uso de malhas numéricas estruturadas, constituídas por células de formato retangular. Em cada malha, junto às paredes da cavidade e do BI, uma maior quantidade de células foi aplicada, configurando um refino nas regiões de ocorrência dos maiores gradientes de velocidade e temperatura do problema. Para a análise da incerteza de malha, empregou-se o método GCI (*Grid Convergence Index*), que é descrito em detalhes por Roache (1998) e Celik *et al.* (2008). Na aplicação do método, três malhas computacionais, com diferentes quantidades de células (66.858, 39.640 e 23.620 células), foram testadas para a discretização do domínio da cavidade sob uma configuração crítica; com $\phi = 1/4$, $AR_0 = 2,0$ e $Ri = 10$. Para este caso, determinou-se a incerteza numérica entre as malhas testadas – respectivamente chamadas de

M1, M2 e M3 – para v_{min}^* e v_{max}^* na linha de centro horizontal ($H^* = 0,5$) da cavidade e q^* nas paredes do bloco isotérmico. Entre as malhas M1 e M2, a incerteza numérica (GCI_{21}) se mostrou igual a 0,32% para v_{min}^* , 0,05% para v_{max}^* e 0,007% para q^* ; enquanto entre as malhas M2 e M3 (GCI_{32}) a incerteza para esses mesmos parâmetros foram 0,15%, 0,009% e 0,02%, respectivamente. Estes valores reduzidos de incerteza evidenciam que a malha mais refinada (M1) é apropriada para a discretização espacial do domínio computacional. Deste modo, todas as demais malhas foram geradas tomando como base os parâmetros construtivos da malha em questão, que é apresentada na Fig. 3.2.

Figura 3.2 – Malha M1 testada para a discretização da cavidade de $\phi = 1/4$ e $AR_0 = 2,0$.



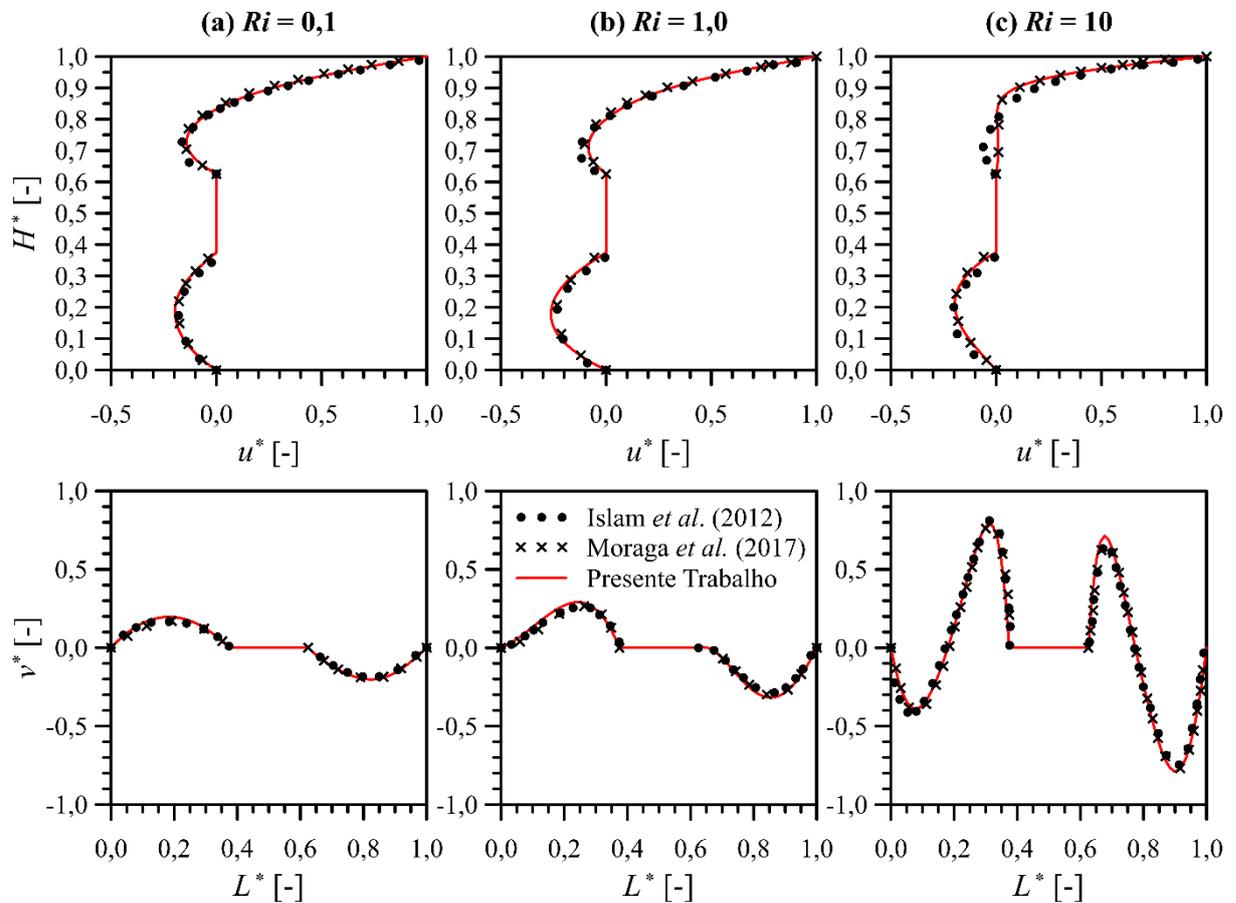
Fonte: Elaborado pelo autor.

3.3.2 Verificação dos Modelos Matemático e Numérico

A verificação dos modelos matemático e numérico – essencial para certificar que eles são propícios para a modelagem do problema proposto – deu-se por meio da reprodução dos estudos de Islam *et al.* (2012) e Moraga *et al.* (2017). Embora conduzidos por diferentes autores, estes estudos compartilham de um mesmo problema, que consiste no processo de convecção mista de ar em uma cavidade de tampa deslizante com um BI em seu interior,

semelhante ao investigado aqui. Para o problema em questão, a Fig. 3.3 (a-c) apresenta os perfis de u^* e v^* , plotados nas linhas de centro vertical ($L^* = 0,5$) e horizontal ($H^* = 0,5$) da cavidade, obtidos por Islam *et al.* (2012), Moraga *et al.* (2017) e presente trabalho.

Figura 3.3 – Perfis de u^* e v^* obtidos por Islam *et al.* (2012), Moraga *et al.* (2017) e presente trabalho, onde (a) $Ri = 0,1$; (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como é possível notar, uma grande semelhança entre os resultados é existente, principalmente nos cenários em que os regimes de convecção forçada ($Ri = 0,1$) ou mista ($Ri = 1,0$) são dominantes [Fig. 3.3 (a-b)]. Pequenas divergências entre os resultados somente foram observadas para u^* quando a convecção natural ($Ri = 10$) é que comandava a transferência de calor convectiva. Nessa situação, o perfil de u^* obtido no presente trabalho levemente se afasta do apresentado por Islam *et al.* (2012), especialmente na região superior da cavidade ($0,6 \leq H^* \leq 0,9$), como mostra a Fig. 3.3 (c). Essa divergência é explicada pelos critérios de convergência adotados para as equações de conservação do modelo, uma vez que os critérios empregues por Islam *et al.* (2012) são menos restritivos do que os utilizados aqui.

De qualquer forma, o perfil de u^* obtido através dos modelos implementados no presente trabalho ainda é muito semelhante ao apresentado por Moraga *et al.* (2017), provando que eles são capazes de reproduzir de maneira satisfatória os perfis de velocidade do escoamento no interior da cavidade.

Além dos perfis de u^* e v^* , os modelos matemático e numérico também foram verificados para $\bar{N}u_{\sqrt{A_0}}$ nas paredes do BI, obtido através da Eq. 3.29:

$$\bar{N}u_{\sqrt{A_0}} = \frac{q''\sqrt{A_0}}{k\Delta T_{max}} \quad (3.29)$$

onde q'' é o fluxo de calor nas paredes do BI.

A Tab. 3.7 apresenta os valores de $\bar{N}u_{\sqrt{A_0}}$ obtidos por Islam *et al.* (2012) e no presente trabalho para os três cenários de Ri examinados, $Ri = 0,1; 1,0$ e 10 . Como é possível notar, uma grande semelhança entre os estudos é verificada em termos de $\bar{N}u_{\sqrt{A_0}}$ em todos esses cenários. A maior diferença percentual (1,78%) entre os resultados – representada por $\Delta\bar{N}u_{\sqrt{A_0}}$ – foi observada para o caso de $Ri = 1,0$. Para os demais, com $Ri = 0,1$ e 10 , $\Delta\bar{N}u_{\sqrt{A_0}}$ foi de apenas 0,18% e 0,12%; respectivamente. Deste modo, considerando os perfis de velocidade previamente analisados, bem como os valores de $\bar{N}u_{\sqrt{A_0}}$, pode-se afirmar que os modelos matemático e numérico implementados são adequados para a solução do problema proposto.

Tabela 3.7 – Valores de $\bar{N}u_{\sqrt{A_0}}$ obtidos por Islam *et al.* (2012) e presente trabalho.

	Número adimensional de Nusselt médio ($Nu_{\sqrt{A_0}}$)		
	$Ri = 0,1$	$Ri = 1,0$	$Ri = 10$
Islam <i>et al.</i> (2012)	5,57	5,70	7,98
Presente Trabalho	5,56	5,60	7,97
$\Delta\bar{N}u_{\sqrt{A_0}}$	0,18 %	1,78 %	0,12 %

Fonte: Elaborado pelo autor.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Como já mencionado, o presente trabalho foi conduzido em três etapas. Por esse motivo, este capítulo está subdividido em três seções, a fim que os resultados obtidos em cada uma dessas etapas, assim como as conclusões pertinentes a eles, sejam apresentados individualmente.

4.1 RESULTADOS DA ETAPA 1

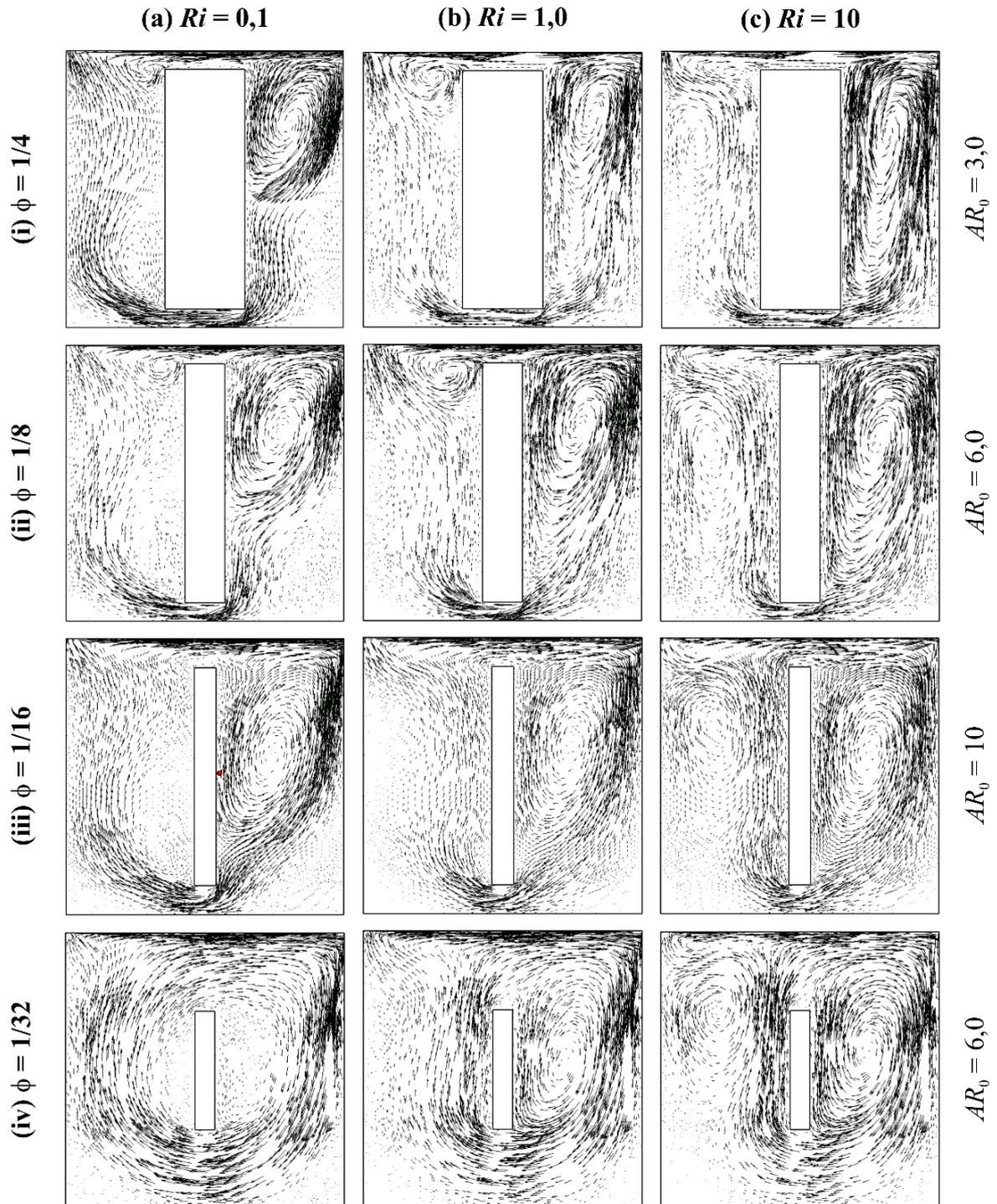
Além de apresentados aqui, os resultados referentes à Etapa 1 se encontram publicados no *International Communications in Heat and Mass Transfer*, como mostra o Apêndice A. Como anteriormente detalhado na Tab. 3.1, nesta etapa do trabalho a razão de aspecto do BI (AR_0) foi o único GL de liberdade admitido inicialmente, somente em um segundo momento que x_0^* foi considerado um GL do sistema.

4.1.1 Sistema com 1 GL (AR_0)

Inicialmente, a análise do escoamento convectivo no interior da cavidade foi realizada considerando apenas um GL para o sistema, neste caso, a razão de aspecto do BI (AR_0). Logo, os resultados apresentados na sequência foram obtidos com o centro geométrico do BI horizontalmente ($x_0^* = 0,5$) e verticalmente ($y_0^* = 0,5$) centralizado no interior da cavidade, uma vez que neste primeiro momento os efeitos de x_0^* sobre a convecção não foram explorados.

A Fig. 4.1 apresenta os vetores de velocidade do escoamento nos casos em que o BI possuía sua máxima configuração vertical; alcançada com $AR_0 = 3,0$ ($\phi = 1/4$), $AR_0 = 6,0$ ($\phi = 1/8$ e $1/32$) e $AR_0 = 10$ ($\phi = 1/16$).

Figura 4.1 – Vetores de velocidade do escoamento nos designs em que o BI exibe sua máxima extensão vertical, alcançada com $AR_0 = 3,0$ ($\phi = 1/4$), $AR_0 = 6,0$ ($\phi = 1/8$ e $1/32$) e $AR_0 = 10$ ($\phi = 1/16$), onde: (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$.

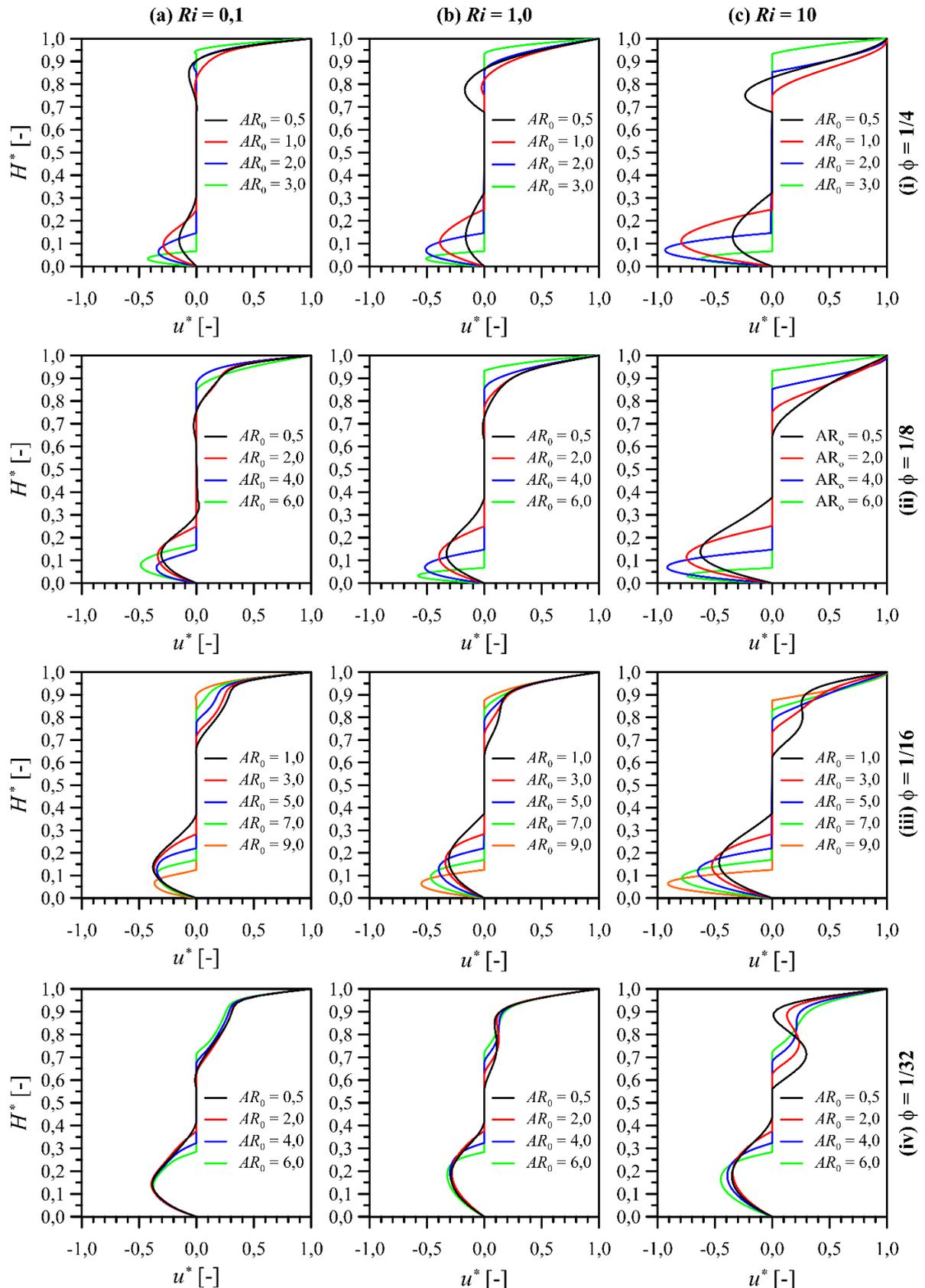


Fonte: Elaborado pelo autor.

Para quase todos os designs avaliados, observa-se que a dinâmica do escoamento no interior da cavidade é caracterizada pela formação de uma célula convectiva na fenda direita do sistema, que corresponde à região situada entre o BI e a parede direita da cavidade. A única exceção é o design com $AR_0 = 6,0$ ($\phi = 1/32$), no qual o padrão do escoamento, sob o predomínio do mecanismo de convecção forçada ($Ri = 0,1$), não inclui a formação do vórtice mencionado, conforme mostra a Fig. 4.1 (a) (iv). Como neste design o índice de ocupação vertical da cavidade é menor, a fenda inferior do sistema acaba apresentando uma largura maior, facilitando a passagem integral do escoamento da fenda direita para a esquerda. Assim, a parcela de fluido que nos outros designs não consegue superar o BI, pois colide com sua parede direita, assumindo na sequência um movimento ascendente que é o responsável pela formação da célula convectiva relatada, neste design ela consegue fluir livremente pela fenda inferior. Isso justifica o porquê da não formação do vórtice. Entretanto, quando Ri aumenta e os mecanismos de convecção mista ($Ri = 1,0$) e natural ($Ri = 10$) tornam-se relevantes, células convectivas se estabelecem na fenda direita do sistema, como indica a Fig. 4.1 (b-c) (iv). Esta mudança na dinâmica do escoamento está atrelada ao ganho de importância das forças de empuxo, que originam uma pluma ascendente junto à parede direita do BI, resultando no surgimento do vórtice. Embora a formação dessa estrutura não tenha se mostrado dependente de Ri nos demais designs, suas características foram influenciadas por ele. Para $AR_0 = 3,0$ ($\phi = 1/4$) e $AR_0 = 6,0$ ($\phi = 1/8$), por exemplo, à medida que Ri aumenta, a célula convectiva assume um formato alongado, abrangendo toda a fenda direita da cavidade, como mostra a Fig. 4.1 (c) (i-ii). A influência de Ri sobre o escoamento também é visível na fenda esquerda. Em todos os designs, um escoamento ascendente, rente à parede esquerda da cavidade, é observado para $Ri = 0,1$ [Fig. 4.1 (a) (i-iv)]. No entanto, este escoamento se aproxima do BI com o aumento de Ri , originando uma célula convectiva anti-horária nos designs de $\phi = 1/8, 1/16$ e $1/32$ para $Ri = 10$ [Fig. 4.1 (c) (ii-iv)].

A dinâmica do escoamento é quantitativamente analisada através dos perfis de velocidade do fluido no interior da cavidade. A Fig. 4.2 apresenta os perfis de u^* na linha de centro vertical ($L^* = 0,5$) do sistema para diferentes valores de AR_0 e ϕ , mantendo $x_0^* = 0,5$.

Figura 4.2 – Perfis de velocidade horizontal adimensional (u^*) na linha de centro vertical ($L^* = 0,5$) do sistema para diferentes valores de AR_0 e ϕ – com $x_0^* = 0,5$ mantido fixo – onde: (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$.

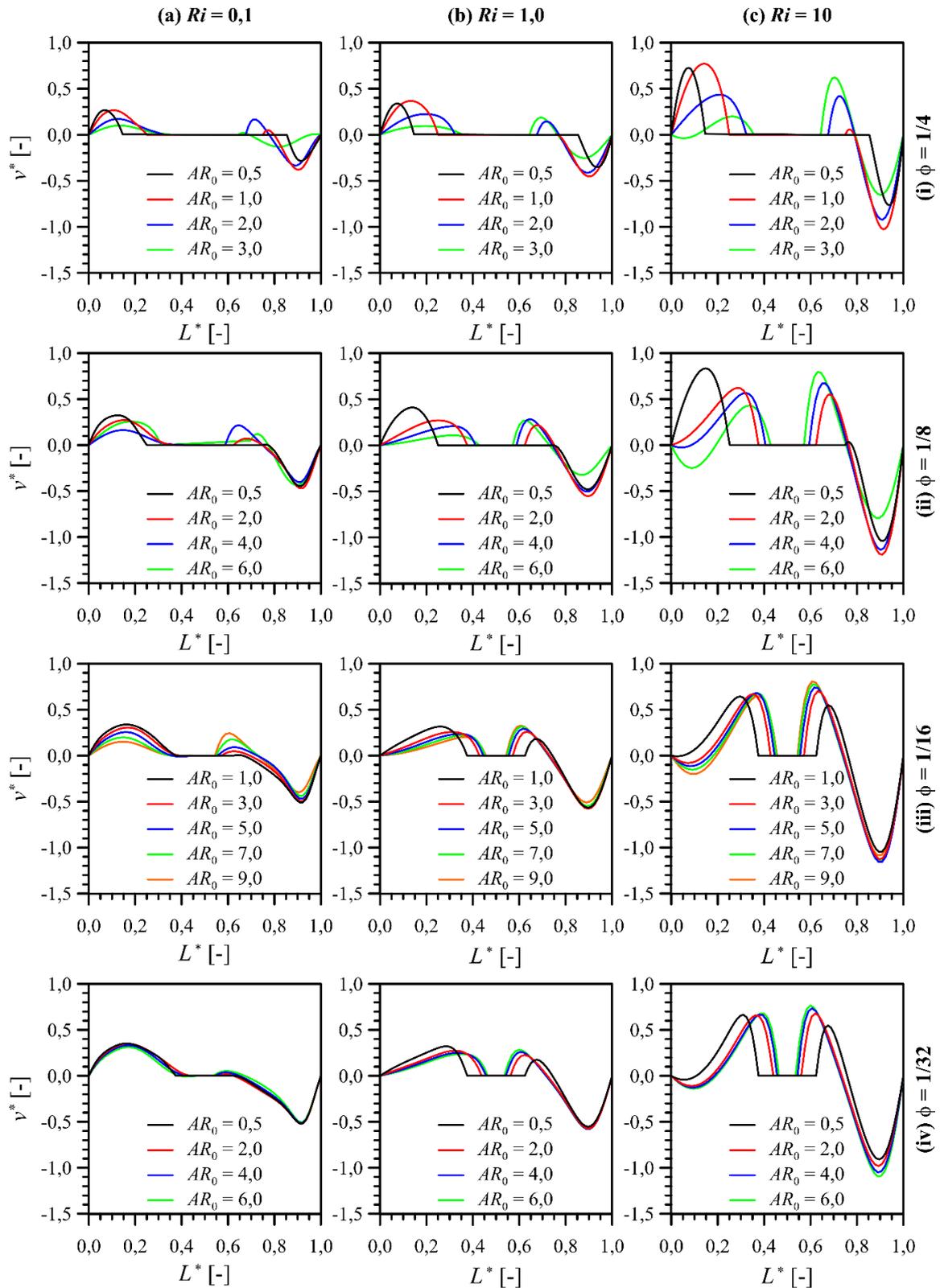


Fonte: Elaborado pelo autor.

Como esperado, as maiores velocidades horizontais do escoamento ocorrem no topo da cavidade ($H^* = 1,0$), junto à tampa deslizante. No entanto, alguns picos de magnitude semelhante ($u^* \approx 1,0$), porém de sentido oposto, são notados na fenda inferior para um pequeno número de designs no cenário de convecção natural ($Ri = 10$) dominante. Estes picos, observados na Fig. 4.2 (c) para $AR_0 = 2,0$ ($\phi = 1/4$); $4,0$ ($\phi = 1/8$) e $9,0$ ($\phi = 1/16$) estão relacionados a uma possível depressão, ocasionada pela pluma ascendente na fenda esquerda, que acaba por acelerar o escoamento na fenda inferior do sistema. Embora apresentem diferentes valores de AR_0 e ϕ , os designs em que tais picos são observados compartilham de uma fenda inferior de largura semelhante ($\approx 0,15H^*$), o que comprova a importância deste parâmetro para o escoamento nessa região do sistema e justifica a similaridade dos perfis de u^* . Ainda para $Ri = 10$, inflexões nos perfis de u^* são percebidas na fenda superior da cavidade – independentemente de AR_0 – para $\phi = 1/32$ [Fig. 4.2 (c) (iv)]. Este comportamento indica mudanças no sentido do escoamento convectivo, sugerindo a ocorrência de possíveis recirculações naquela região do sistema. Para $\phi = 1/4$ [Fig. 4.2 (c) (i)], este mesmo padrão também é observado, mas somente para $AR_0 = 0,5$ (BI de máxima extensão horizontal); configuração em que o COI_y é reduzido. Isso sinaliza que os maiores COI_y , associados aos designs de AR_0 mais elevadas, mitigam as mudanças de sentido do escoamento na fenda superior do sistema, inibindo a formação de células convectivas naquela região, como comprovam os vetores de velocidade plotados na Fig. 4.1. Retomando a discussão acerca da dinâmica do escoamento no caso de $AR_0 = 0,5$ e $\phi = 1/4$, observa-se na Fig. 4.2 (a-c) (i) que a ocorrência de inversões no sentido de u^* independem de Ri . Porém, a intensidade com que elas ocorrem é totalmente dependente deste parâmetro, visto que a magnitude do pico negativo de u^* diminui consideravelmente com o aumento de Ri .

Prosseguindo com análise quantitativa da dinâmica do escoamento, a Fig. 4.3 (a-c) apresenta os perfis de v^* na linha de centro horizontal ($H^* = 0,5$) da cavidade para diferentes valores de AR_0 e ϕ – mantendo $x_0^* = 0,5$ – para (a) $Ri = 0,1$; (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$.

Figura 4.3 – Perfis de velocidade vertical adimensional (v^*) na linha de centro horizontal ($H^* = 0,5$) do sistema para diferentes valores de AR_0 e ϕ – com $x_0^* = 0,5$ mantido fixo – onde: (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$.

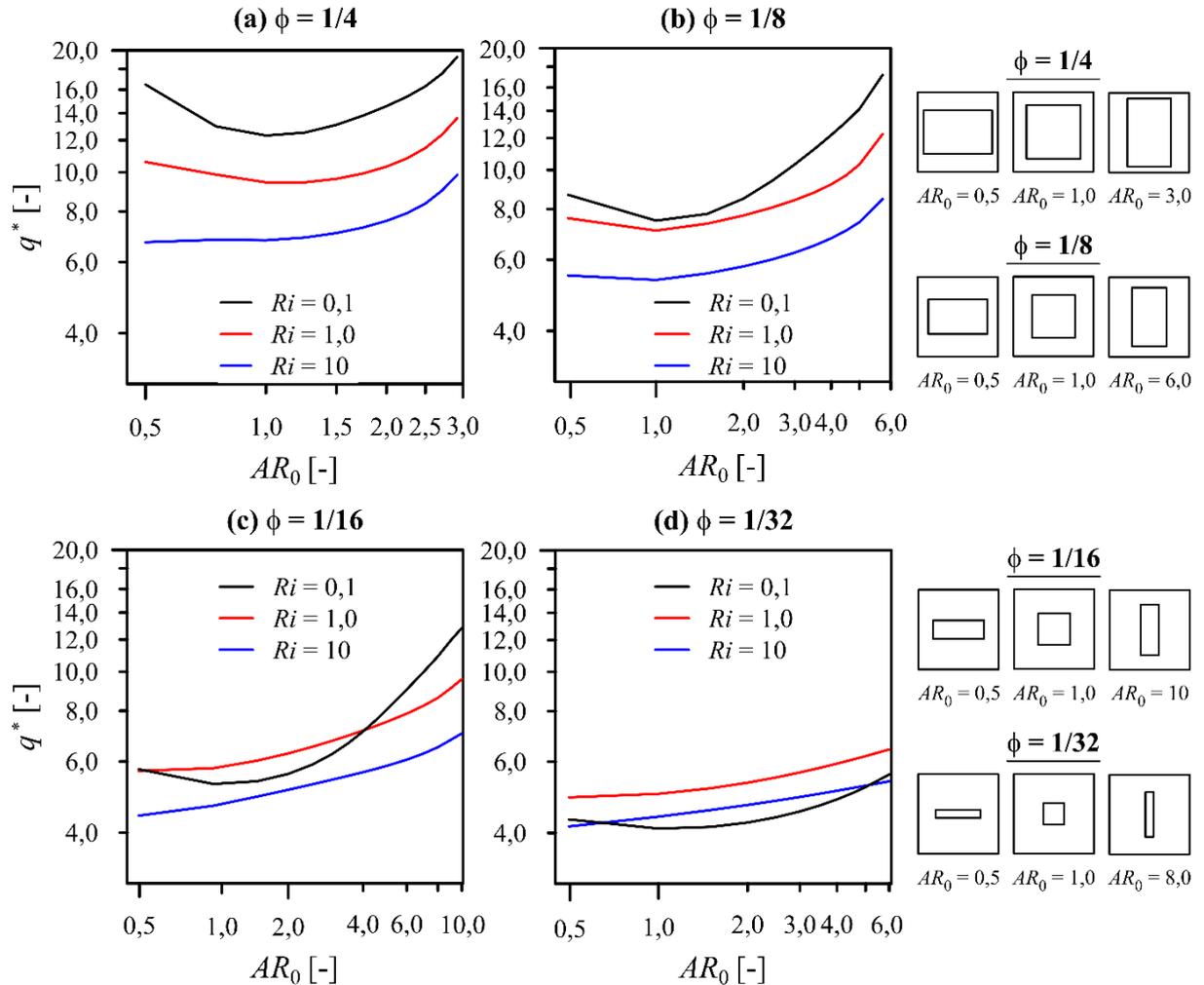


Fonte: Elaborado pelo autor.

Como é possível constatar, os maiores valores de v^* estão associados aos casos de convecção natural ($Ri = 10$) dominante [Fig. 4.3 (c)]. Para estes casos, picos negativos de v^* são observados próximos à parede direita da cavidade para todos os ϕ . A diferença entre as magnitudes dos picos do lado direito e esquerdo do BI é causada pelo movimento da tampa deslizante, que intensifica a quantidade de movimento do escoamento a sua jusante e contribui para a maior magnitude dos picos à direita do BI. Para $\phi = 1/8, 1/16$ e $1/32$, nesta região da cavidade foram registrados valores negativos de v_{\max}^* superiores a $-1,0$; que indicam que o módulo de v é maior que U_{lid} para alguns AR_0 . Além dos picos negativos comentados, picos positivos de v^* também podem ser observados na fenda direita da cavidade, porém mais próximos ao BI. Esses picos indicam que uma parcela de fluido exerce um movimento contrário ao escoamento principal, sugerindo a existência de vórtices (confirmados na Fig. 4.1) que aceleram o escoamento e justificam os maiores v_{\max}^* registrados para os casos de $Ri = 10$. Embora células convectivas também tenham sido notadas na Fig. 4.1 para os casos de $Ri = 0,1$ e $1,0$; elas não afetam o escoamento com a mesma intensidade, uma vez que as forças de empuxo são menores devido ao mecanismo de convecção natural não ser dominante. Em geral, as magnitudes positivas de v^* – na fenda direita da cavidade – estão associadas ao mecanismo de convecção natural gerando uma pluma ascendente próximo ao BI, enquanto o movimento da tampa deslizante provoca um escoamento descendente que gera um cisalhamento de camada com a pluma ascendente. À medida que Ri aumenta, esse processo se intensifica, resultando em uma variação mais acentuada dos perfis de v^* dos casos de Ri mais elevado, como percebe-se na Fig. 4.3 (c) (i-iv).

Os efeitos de AR_0 e Ri sobre a taxa de transferência de calor adimensional (q^*) do BI horizontalmente centralizado ($x_0^* = 0,5$) no interior da cavidade são apresentados na Fig. 4.4 para (a) $\phi = 1/4$, (b) $1/8$, (c) $1/16$ e (d) $1/32$. Para uma melhor compreensão da evolução do design do sistema à medida que AR_0 e ϕ variam, representações esquemáticas de algumas das configurações que o sistema assume foram incluídas nessa figura.

Figura 4.4 – Efeitos de AR_0 e Ri sobre a taxa de transferência de calor adimensional (q^*) do BI horizontalmente centralizado ($x_0^* = 0,5$) no interior da cavidade, onde: (a) $\phi = 1/4$, (b) $\phi = 1/8$, (c) $\phi = 1/16$ e (d) $\phi = 1/32$.



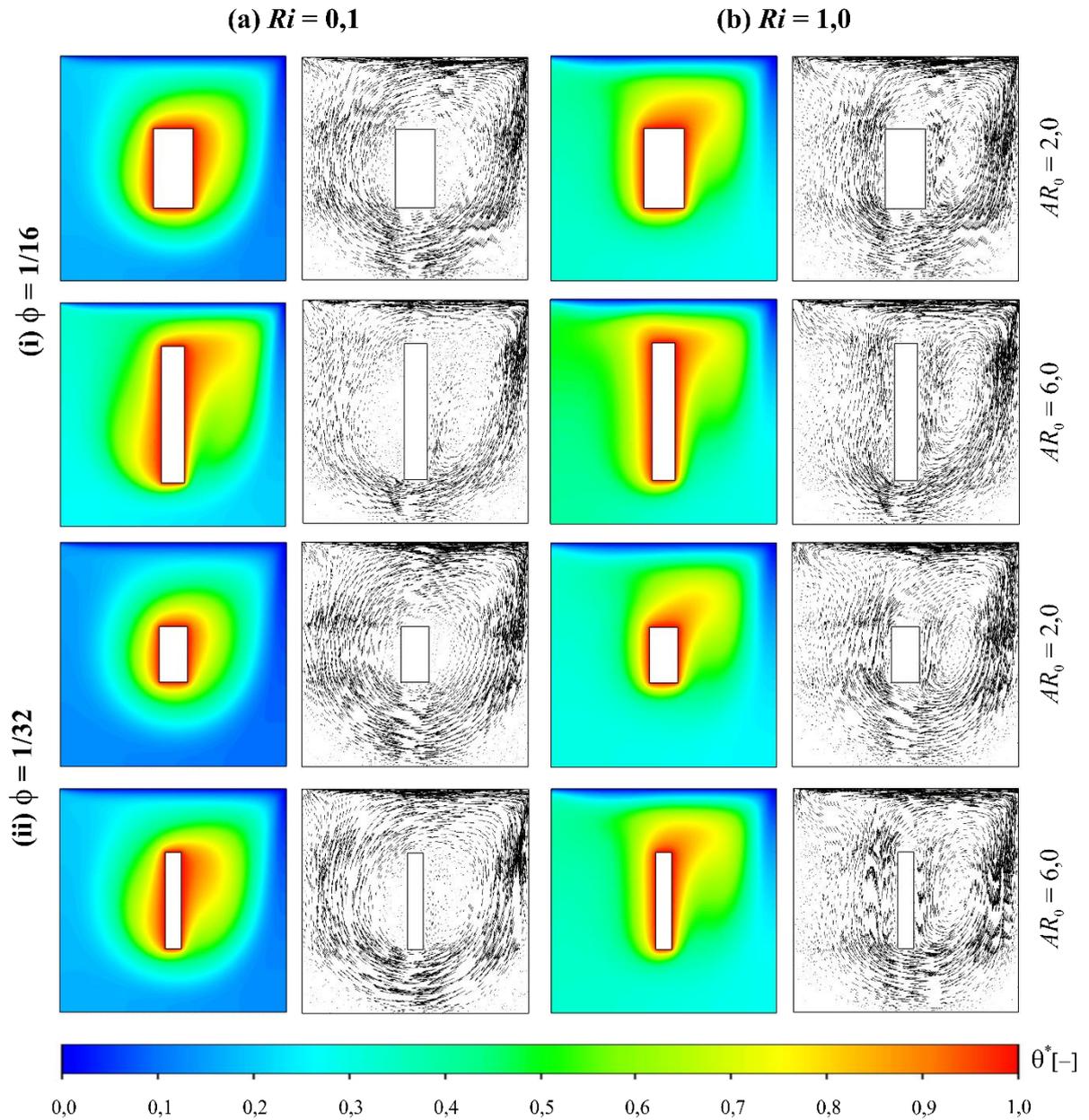
Fonte: Elaborado pelo autor.

Como mostrado na Fig. 4.4, independentemente de ϕ e Ri , os maiores valores de q^* estão associados às maiores AR_0 testadas. Para $\phi = 1/8$ e $Ri = 0,1$ [Fig. 4.4 (b)], q^* é 129,1% maior para $AR_0 = 6,0$ ao invés de $AR_0 = 1,0$. Na mesma figura, porém para $Ri = 1,0$ e 10, q^* foi incrementado em 73,1% e 58,5%, respectivamente, quando a mesma variação de AR_0 (1,0 \rightarrow 6,0) foi admitida. Considerando todas as configurações testadas, o aumento mais relevante em q^* (143,2%) foi observado para $\phi = 1/16$ e $Ri = 0,1$ [Fig. 4.4 (c)] quando o BI assumiu um design verticalmente alongado ($AR_0 = 10$) em vez do design de formato quadrado ($AR_0 = 1,0$). Este comportamento pode ser explicado pelo perímetro do BI que aumenta com AR_0 , afetando a sua área de troca térmica (A_{q^*}). Embora A_0 seja constante para um mesmo ϕ , tal comportamento não é válido para A_{q^*} , uma vez que ela varia em função do perímetro do BI.

Deste modo, A_{q^*} é maior para os casos de AR_0 mais elevada, o que contribui para o aumento da transferência de calor no interior da cavidade. Além de fortemente impactado por AR_0 , q^* também é influenciado por Ri . Para $\phi = 1/4$ e $1/8$ [Fig. 4.4 (a-b)], a transferência de calor se deu de forma mais intensa no cenário de $Ri = 0,1$; seguido por 1,0 e 10. Dentre os diferentes casos analisados nesta etapa do trabalho, o maior valor de q^* foi obtido com $Ri = 0,1$ associado à $\phi = 1/4$ e $AR_0 = 3,0$. Em termos percentuais, q_{max}^* (19,3) obtido com $Ri = 0,1$ foi 41,5% superior ao registrado (13,6) para $Ri = 1,0$ e 95,6% maior se comparado ao alcançado (9,8) obtido com $Ri = 10$. Um comportamento diferente entre q^* e Ri é observado para $\phi = 1/16$ [Fig. 4.4 (c)], design em que os maiores valores de q^* estão associados aos casos de convecção forçada dominante ($Ri = 0,1$) apenas para $AR_0 > 4,0$. Além disso, cabe destacar que $Ri = 1,0$ proporcionou uma transferência de calor mais intensa para $\phi = 1/32$ [Fig. 4.4 (d)].

Esses comportamentos contrastantes são mais bem compreendidos quando a Fig. 4.4 é analisada em conjunto com a Fig. 4.5. A Fig. 4.5 apresenta os contornos de temperatura adimensional (θ^*) do escoamento e os seus vetores de velocidade para os designs em que $AR_0 = 2,0$ e $6,0$ foram testados para $\phi = 1/16$ e $1/32$, admitindo (a) $Ri = 0,1$ e (b) $Ri = 1,0$. Como se pode notar na Fig. 4.5, células convectivas se formam na região direita da cavidade quando o mecanismo de convecção mista ($Ri = 1,0$) prevalece. No entanto, estas recirculações não são percebidas para os casos de convecção forçada ($Ri = 0,1$) dominante, o que pode explicar o comportamento de q^* observado na Fig. 4.4 quando determinados valores de AR_0 foram adotados com $\phi = 1/16$ e $1/32$. Para $\phi = 1/32$, devido às pequenas dimensões do BI, o bloqueio imposto ao escoamento é praticamente irrelevante. Deste modo, qualquer recirculação no escoamento se dá apenas em razão das forças de empuxo, que são induzidas pelos gradientes de temperatura e massa específica do fluido. Como na convecção forçada as forças de empuxo são irrelevantes em comparação às forças inerciais, recirculações somente são geradas caso o escoamento seja afetado pela geometria do BI, o que não ocorre para $\phi = 1/32$. Por esse motivo, o escoamento não apresenta recirculações e se dá mais próximo às paredes da cavidade para $\phi = 1/32$ e $Ri = 0,1$; como mostram os vetores de velocidade plotados na Fig. 4.5 (a) (i-ii). Tal comportamento resulta em um arrefecimento insatisfatório do bloco isotérmico, como sugerem os menores valores de q^* registrados para estes casos na Fig. 4.4 (d).

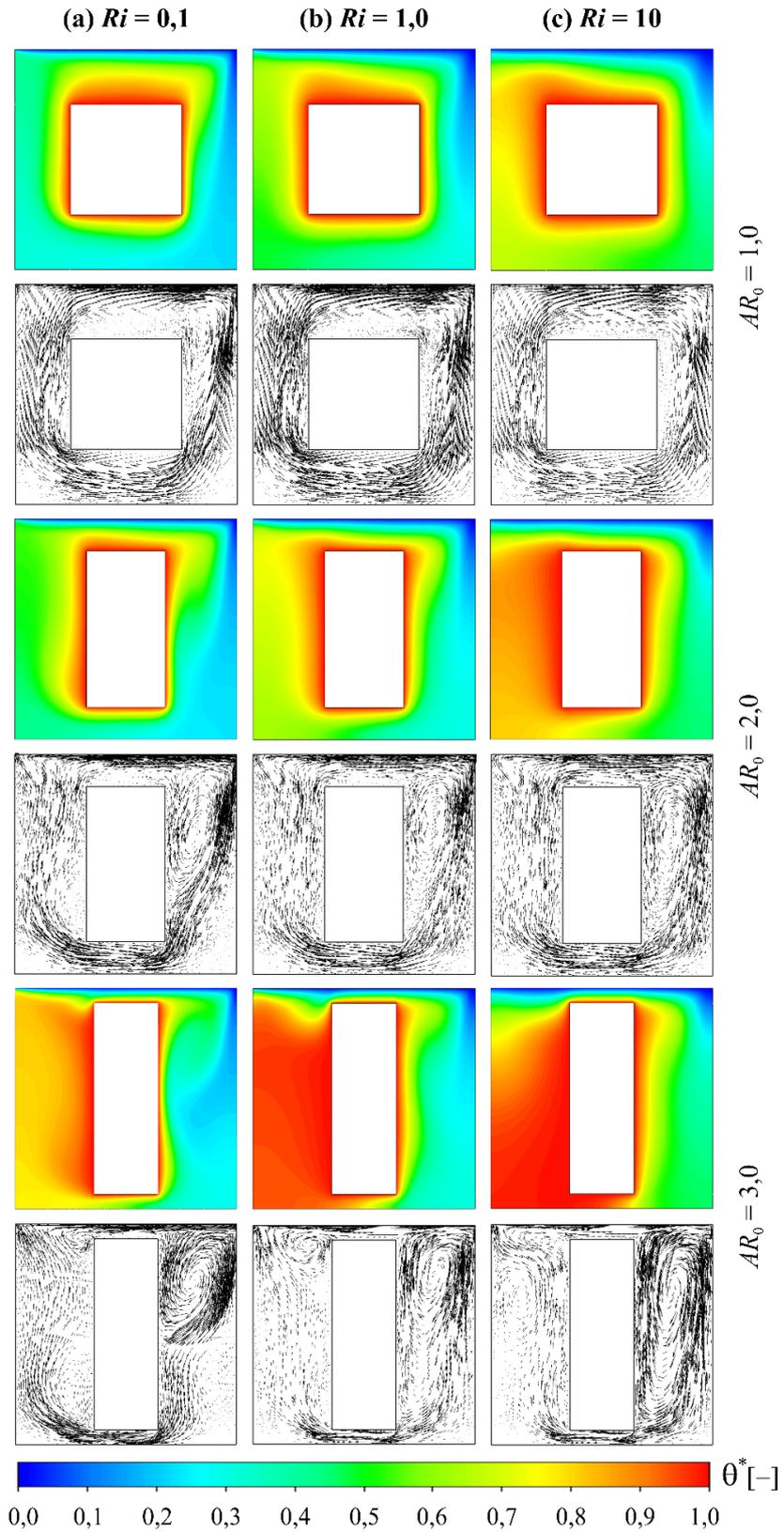
Figura 4.5 – Contornos de temperatura adimensional (θ^*) e vetores de velocidade do escoamento nas configurações do sistema com $AR_0 = 2,0$ e $6,0$ e $\phi = 1/16$ e $1/32$, onde:
 (a) $Ri = 0,1$ e (b) $Ri = 1,0$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Fig. 4.6 apresenta os contornos de temperatura adimensional (θ^*) e os vetores de velocidade do escoamento no interior do sistema para as configurações com $\phi = 1/4$ e $AR_0 = 1,0, 2,0$ e $3,0$; avaliados para (a) $Ri = 0,1$; (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$. Mais uma vez, os resultados apresentados foram obtidos com o BI horizontalmente centralizado ($x_0^* = 0,5$) no interior da cavidade.

Figura 4.6 – Contornos de temperatura adimensional (θ^*) e vetores de velocidade do escoamento nas configurações do sistema com $\phi = 1/4$ e $AR_0 = 1,0, 2,0$ e $3,0$; avaliados para (a) $Ri = 0,1$; (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como evidenciam os vetores de velocidade plotados na Fig. 4.6, vórtices convectivos de tamanho relevante se formam na fenda direita da cavidade, no cenário de $Ri = 0,1$, para $AR_0 = 2,0$ e $3,0$. Esse comportamento confirma que as recirculações nestes designs são causadas pelo bloqueio imposto ao escoamento pelo BI de dimensões elevadas e formato verticalmente alongado. Estas recirculações fazem com que uma parcela do fluido na região direita da cavidade retorne ao topo, onde é resfriada antes de assumir um movimento descendente em direção à base do sistema. Isto explica o porquê do escoamento nesta região apresenta um aquecimento menos exacerbado para todos os AR_0 e Ri , como apontam os campos de temperatura adimensional apresentados. Resumidamente, dois fatores explicam os maiores valores de q^* registrados na Fig. 4.4 para as configurações do sistema com $\phi = 1/4$: i) a existência de recirculações significativas no escoamento e ii) a maior área de troca térmica do BI nesses designs. Além de relatado aqui, este segundo aspecto (maior área de troca do BI) também foi destacado por Gangawane *et al.* (2018, 2019) como sendo um parâmetro chave para intensificar a transferência de calor nas paredes de um BI triangular no interior de uma cavidade.

4.1.2 Sistema com 2 GL (AR_0 e x_0^*)

Para o sistema cujo design destacou-se na promoção de q^* ($AR_0 = 3,0$ e $\phi = 1/4$), um segundo GL (x_0^*) foi admitido através da execução do *Passo 8* do fluxograma de aplicação do MDC, anteriormente apresentado na Fig. 2.7. Portanto, nesta subseção são apresentados os resultados referentes aos designs originados pela adição desse segundo GL, mantendo novamente $y_0 = 0,5$ fixo. A Tab. 4.1 apresenta todos os valores de q^* obtidos com o BI posicionado em diferentes x_0^* ($1/5, 1/4, 1/3, 2/3, 3/4$ e $4/5$) no interior da cavidade. Ainda nessa tabela, são apresentados os valores de q^* associados à configuração padrão, àquela em que o BI se encontra centralizado ($x_0^* = 1/2$) no interior da cavidade.

Tabela 4.1 – Efeitos de x_0^* sobre q^* para o design de melhor desempenho na promoção da troca térmica convectiva ($AR_0 = 3,0$ e $\phi = 1/4$), avaliados para $Ri = 0,1; 1,0$ e 10 .

Taxa de transferência de calor adimensional (q^*)							
Ri	$x_0^* = 1/5$	$x_0^* = 1/4$	$x_0^* = 1/3$	$x_0^* = 1/2$	$x_0^* = 2/3$	$x_0^* = 3/4$	$x_0^* = 4/5$
0,1	15,47	18,91	19,51	19,18	19,14	19,83	17,11
1,0	11,87	13,04	13,50	13,54	12,78	11,47	10,06
10	10,09	10,43	10,48	9,81	8,60	8,16	7,90

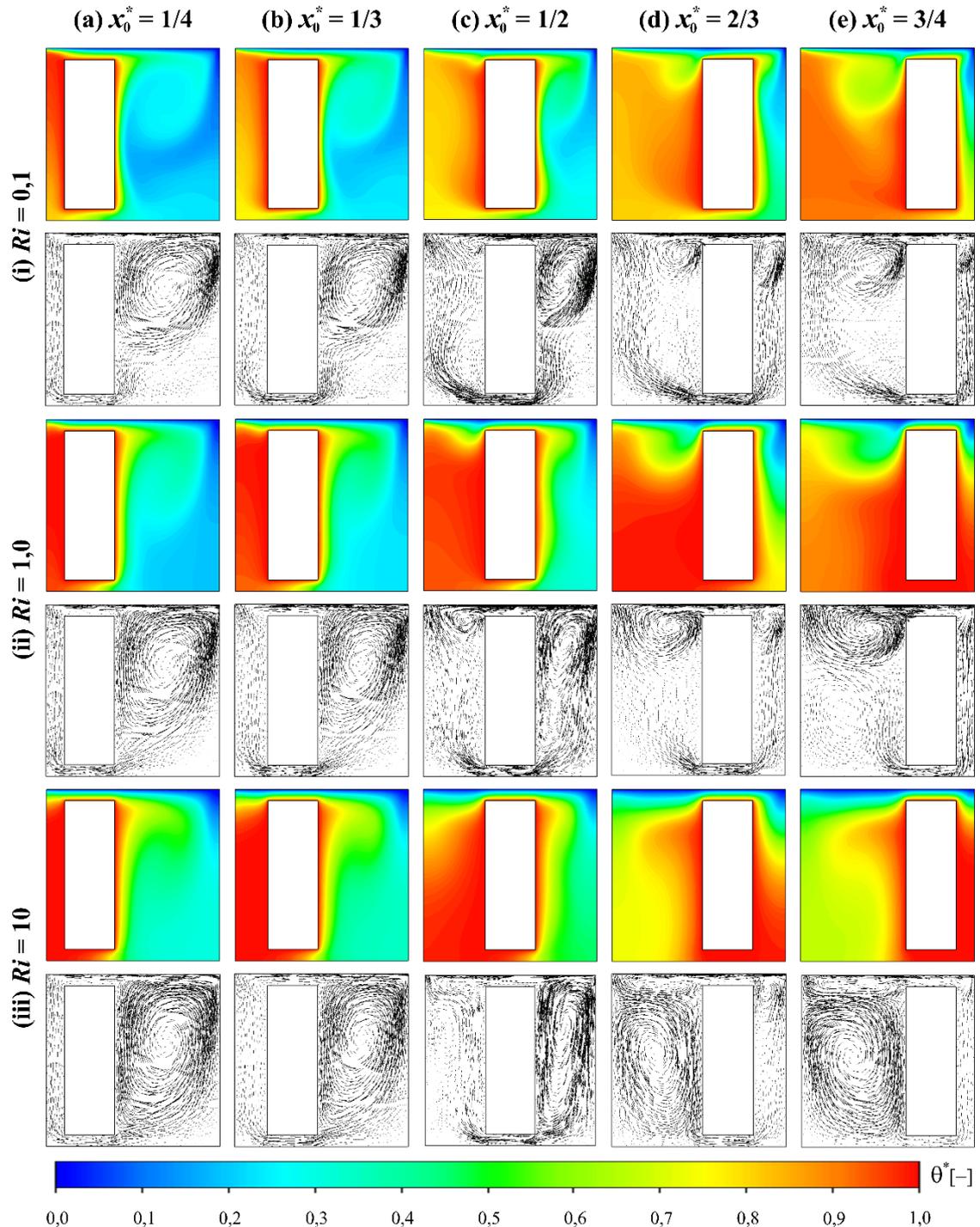
Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme retratado na Tab. 4.1, q^* varia em função de x_0^* diferentemente para cada Ri . Quando o mecanismo de convecção forçada é dominante ($Ri = 0,1$), q_{max}^* (19,83) foi obtida com o BI posicionado à direita ($x_0^* = 3/4$) da cavidade. Já para a convecção natural ($Ri = 10$), q_{max}^* (10,48) foi alcançada com o BI posicionado à esquerda ($x_0^* = 1/3$). Percentualmente, $q_{(x_0^*=3/4)}^*$ se mostra 3,4 % superior a $q_{(x_0^*=1/2)}^*$ no cenário de $Ri = 0,1$; enquanto $q_{(x_0^*=1/3)}^*$ é aproximadamente 6,8 % maior para $Ri = 10$. Em contrapartida, q_{max}^* (13,54) referente aos casos de convecção mista ($Ri = 1,0$) foi obtido através do design padrão. Este comportamento sugere que a x_0^* afeta o escoamento de modo distinto para cada regime de convecção, impactando a transferência de calor convectiva no interior da cavidade, como mostra a Tab. 4.1.

Os efeitos da x_0^* sobre o escoamento convectivo no interior da cavidade podem ser mais bem compreendidos na Fig. 4.7, onde os contornos de temperatura adimensional do escoamento, bem como seus vetores de velocidades, são apresentados para as configurações nas quais o centro geométrico do BI foi posicionado em diferentes x_0^* (1/4, 1/3, 1/2, 2/3 e 3/4), considerando $Ri = 0,1$; 1,0 e 10. Analisando os vetores de velocidade apresentados, pode-se perceber uma mudança na dinâmica do escoamento à medida que o BI é deslocado. Para $Ri = 10$, uma grande célula convectiva de sentido horário se forma na fenda direita da cavidade quando o BI é posicionado à esquerda [Fig. 4.7 (a-b) (iii)]. No entanto, quando o BI é posicionado à direita [Fig. 4.7 (d-e) (iii)], esta célula convectiva se desloca para a fenda esquerda, onde se divide em duas estruturas: um vórtice secundário de sentido horário na região superior da fenda e um vórtice principal de sentido anti-horário que ocupa todo o restante da fenda. Essas diferenças na dinâmica do escoamento é que explicam os comportamentos observados para q^* na Tab. 4.1, que expôs que os maiores valores de q^* para $Ri = 10$ foram alcançados com o BI posicionado à esquerda, enquanto para $Ri = 0,1$ o mais indicado foi posicionar o BI à direita. Para o primeiro design (BI à esquerda), com $Ri = 10$, os escoamentos ascendentes gerados pela convecção natural e pelo movimento de deslocamento da tampa se associam. Nestes casos, [Fig. 4.7 (a-b) (iii)], a parcela ascendente da célula convectiva principal coincide com o escoamento ascendente que é originado pelas forças de empuxo próximo ao BI, intensificando o processo de convecção e a transferência de calor. Por outro lado, quando o BI é posicionado à direita [Fig. 4.7 (a-b) (iii)], o fluido que escoava através da fenda inferior, assumindo um movimento ascendente após superá-la, colide com a parcela de fluido descendente do vórtice que ocupa a fenda esquerda. Além disso, a pequena porção de fluido que consegue ascender não é satisfatoriamente resfriada, pois o vórtice secundário na região superior da fenda impede o contato do fluido ascendente com a porção resfriada pela tampa

deslizante, o que é prejudicial à transferência de calor. Para $Ri = 0,1$, o papel desempenhado pela posição do BI sobre o escoamento e a transferência de calor também se mostrou relevante, uma vez que q_{max}^* foi obtida com o BI posicionado à direita, como retratado pela Tab. 4.1.

Figura 4.7 – Contornos de temperatura adimensional (θ^*) e vetores de velocidade do escoamento para o design de $AR_0 = 3,0$ e $\phi = 1/4$, considerando o BI horizontalmente posicionado em diferentes posições, onde: (i) $Ri = 0,1$, (ii) $Ri = 1,0$ e (iii) $Ri = 10$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para $x_0^* = 3/4$ [Fig. 4.7 (e) (i-iii)], nenhuma célula convectiva é formada na fenda direita da cavidade. Deste modo, o escoamento descendente originado pelo movimento da tampa deslizante em direção da base da cavidade é mais eficiente, pois não entra em conflito com qualquer parcela de fluido quente ascendente. Este comportamento não é observado para nenhum outro design com $Ri = 0,1$ [Fig. 4.7 (a-d) (i)], o que confirma que a ausência de escoamentos conflitantes é benéfica para a troca térmica. Resumidamente, a ausência de conflitos de escoamento na fenda direita da cavidade permite que o escoamento descendente naquela região ocorra de forma mais intensa, promovendo assim a transferência de calor.

4.1.3 Observações Gerais dos Resultados da Etapa 1

Para os resultados referentes à investigação conduzida na Etapa 1, obtidos pela análise de 162 diferentes casos – 54 para cada Ri – com a configuração do sistema inicialmente evoluindo em função de AR_0 e ϕ (48 diferentes designs avaliados) e posteriormente em função de x_0^* (6 novos designs avaliados); observou-se o que segue:

i. Na linha de centro horizontal ($H^* = 0,5$) do sistema, picos positivos de v^* na fenda direita da cavidade indicam a ocorrência de um movimento contrário ao escoamento principal, que se dá em direção da base da cavidade, sugerindo a formação de células convectivas nessa região. Vetores de velocidade confirmam a existência dessas células convectivas, as quais assumem uma forma alongada – chegando a ocupar toda a fenda – à medida que Ri aumenta nos casos de AR_0 mais elevados;

ii. A transferência de calor entre o BI e o escoamento é dependente de AR_0 , Ri e ϕ . Analisando apenas Ri , a taxa adimensional de transferência de calor (q^*) foi maximizada com $Ri = 0,1$ para $\phi = 1/4$ e $1/8$. Para este valor de Ri – estabelecendo $\phi = 1/4$ e $AR_0 = 3,0$ – q^* se mostrou aproximadamente 45,1 % superior ao obtido com $Ri = 1,0$ e 95,6 % maior que o alcançado com $Ri = 10$. Entretanto, um comportamento diferente entre q^* e Ri é observado para $\phi = 1/16$, cenário no qual os maiores valores de q^* estão associados aos casos de convecção forçada dominante ($Ri = 0,1$) apenas para $AR_0 > 4,0$;

iii. Para todos os valores de ϕ e Ri , a transferência de calor convectiva se deu de forma mais intensa nos designs de maior AR_0 . Para $\phi = 1/8$ e $Ri = 0,1$; q^* se mostrou 129,1 % maior para $AR_0 = 6,0$ do que para $AR_0 = 1,0$. Dentre todas as configurações admitidas para o sistema, o maior aumento registrado em q^* (143,2 %) foi observado para $\phi = 1/16$ e $Ri = 0,1$; quando admitiu-se ao BI a sua máxima configuração vertical ($AR_0 = 10$) em vez da quadrada ($AR_0 = 1,0$). Esse comportamento pode ser explicado pelo perímetro do BI que aumenta com a AR_0 , afetando positivamente a sua área de troca térmica (A_{q^*}) e, conseqüentemente, a transferência de calor convectiva no interior do sistema;

iv. A maior A_{q^*} também é o que justifica o porquê dos maiores valores de q^* tenham sido observados nos designs de $\phi = 1/4$. Basicamente, quanto maior o BI (ϕ mais elevada), maior será a sua A_{q^*} e, por consequência, a transferência de calor registrada em suas paredes. Para $\phi = 1/4$ e $AR_0 = 3,0$; configuração na qual o BI possui sua A_{q^*} máxima; q^* ainda foi intensificada pelo posicionamento do BI, alcançando um valor de 19,83 quando o BI foi posicionado à direita da cavidade ($x_0^* = 3/4$) no cenário de $Ri = 0,1$. O que explica este comportamento é a ausência de escoamentos conflitantes na fenda direita. Dado que nessa configuração do sistema, com o BI posicionado à direita, células convectivas não se estabeleceram nessa região do sistema, o escoamento descente que ali ocorrera pôde se desenvolver de forma mais intensa, promovendo a transferência de calor.

Assim, considerando os resultados obtidos na Etapa 1 do trabalho e as observações derivadas deles, pode-se afirmar que os parâmetros geométricos do bloco isotérmico dentro da cavidade desempenharam um papel crucial no comportamento fluidodinâmico e térmico do escoamento convectivo analisado. Para aplicações práticas, como o resfriamento de dispositivos eletrônicos em espaços confinados, sugere-se que o controle térmico pode ser mais eficaz se o dispositivo adotar uma forma verticalmente alongada, como a do bloco isotérmico. Para o escoamento, o mais indicado é a utilização de velocidades que garantam a convecção forçada, pois foi através deste regime de convecção é que se obteve as maiores taxas de transferência de calor adimensional.

4.2 RESULTADOS DA ETAPA 2

Os resultados da Etapa 2 referem-se àqueles associados aos designs com $AR_0 = 1$ (BI quadrado) e a AR variável. Uma parte desses resultados foi publicada na forma de trabalho completo nos anais do 19th *Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering* – ENCIT (Apêndice B), enquanto o restante foi compilado em um artigo que atualmente está passando pelo processo final de revisão antes de ser submetido a um periódico de alto fator de impacto.

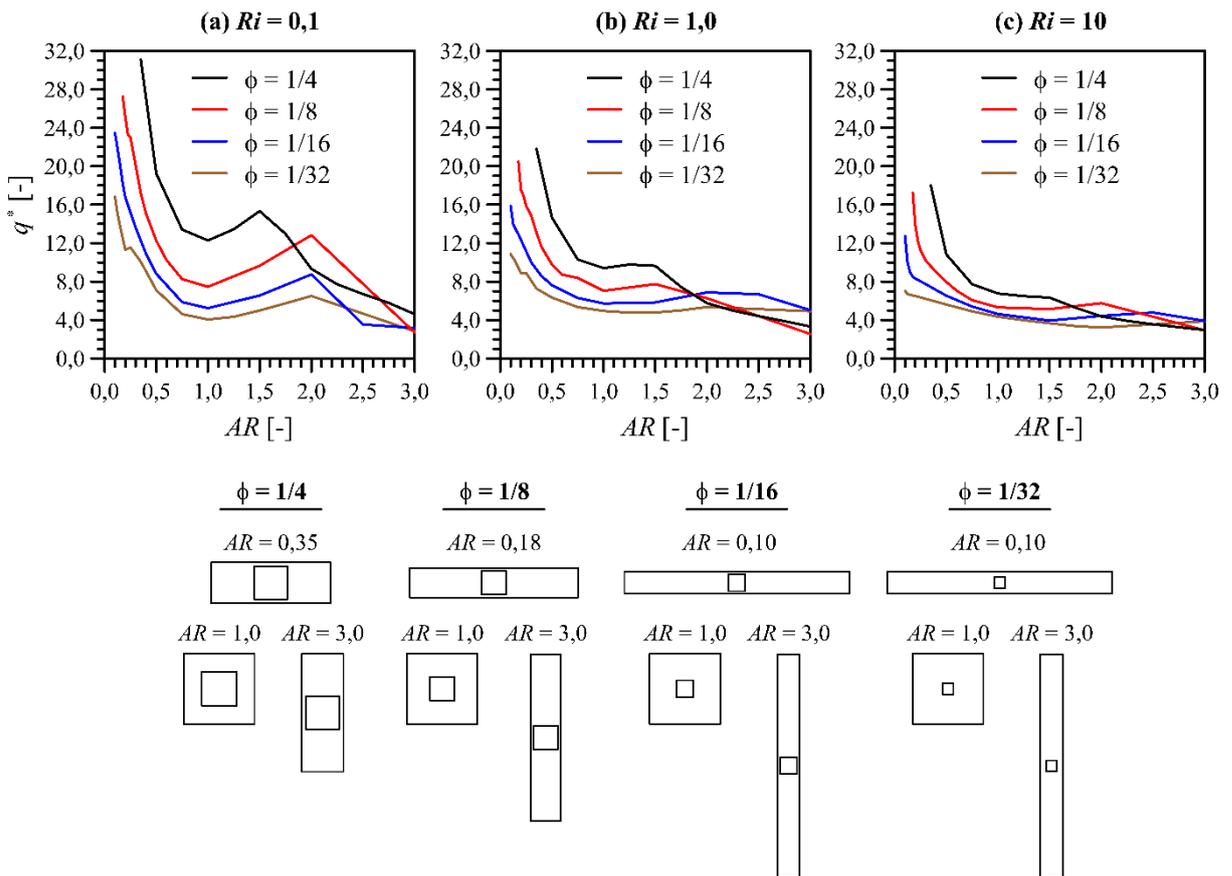
4.2.1 Sistema com 1 GL (AR)

Nesta primeira seção são apresentados os resultados relativos aos 56 designs originados pela admissão de apenas um GL ao sistema estudado, a razão de aspecto da cavidade (AR). Deste modo, fica subentendido que tais resultados foram obtidos com o centro geométrico do BI mantido centralizado no interior da cavidade, tanto em sua posição horizontal ($x_0^* = 0,5$) como vertical ($y_0^* = 0,5$). Maiores detalhes desses designs podem ser obtidos na Tab. 3.2, localizada no capítulo anterior.

A Fig. 4.8 expõe os efeitos de AR e ϕ sobre a taxa de transferência de calor adimensional (q^*) entre o BI e o escoamento convectivo para (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$. Junto aos resultados, representações esquemáticas de alguns dos formatos que o sistema assume são apresentadas, tornando mais fácil a compreensão de como seu design varia em função de AR e ϕ . Como se pode observar, a taxa adimensional de transferência de calor do BI decai à medida que AR aumenta para todos Ri . Para $\phi = 1/4$ e $Ri = 0,1$, a mudança do design da cavidade, de sua configuração mais horizontal ($AR = 0,35$) para a máxima configuração vertical ($AR = 3,0$), causou uma diminuição em q^* de 31,08 para 4,61, equivalente a uma redução de aproximadamente 6,7 vezes. Ainda para $Ri = 0,1$, porém para os demais ϕ , reduções ainda maiores em q^* foram registradas. Para $\phi = 1/8$, por exemplo, q^* foi reduzido em aproximadamente 10 vezes quando AR aumentou de 0,18 para 3,0. Já nos casos de $\phi = 1/16$ e $1/32$, as reduções máximas observadas em q^* foram de aproximadamente 9,6 e 5,9 vezes, com AR variando de 0,1 a 3,0. Em comparação ao design de referência (quadrado, $AR = 1$), os designs de máximo formato horizontal (AR_{min}) permitiram incrementos em q^* que variaram de 161,7% ($AR = 0,10$; $\phi = 1/32$ e $Ri = 10$) a 447,8% ($AR = 0,10$; $\phi = 1/16$ e $Ri = 0,1$). Portanto, fica claro que a configuração mais adequada para a cavidade, quando o objetivo é intensificar a transferência de calor entre o BI e o

escoamento convectivo, é aquela que possui um formato horizontalmente alongado, característico dos designs de menor AR . Este comportamento pode ser atribuído, não apenas às características hidrodinâmicas e térmicas do escoamento, que serão discutidas posteriormente, mas também ao tamanho da tampa deslizante. Como ela possui maiores dimensões em cavidades horizontais, uma quantidade maior de fluido acaba sendo movimentada por ela, o que amplia a quantidade de movimento do escoamento e colabora para o processo de convecção. Quanto à importância de ϕ para a transferência de calor convectiva, observa-se que em todos os cenários de Ri , q^* foi consideravelmente maior para os designs de $\phi = 1/4$, caso $AR < 1,8$. De certo modo, tal comportamento já era previsto, dado que o perímetro do BI, que é representativo de sua área de troca térmica, é maior nos casos de ϕ mais elevado, como previamente observado e discutido nos resultados da Etapa 1. Dentre os 56 designs assumidos pelo sistema ao considerarmos AR como seu único GL, aquele com $AR = 0,35$ e $\phi = 1/4$ foi o que teve maior destaque na promoção da transferência de calor, dado que um q_{max}^* de 31,08 foi alcançado através dele no cenário de $Ri = 0,1$.

Figura 4.8 – Efeitos de AR e ϕ sobre a taxa de transferência de calor adimensional (q^*), assumindo $x_0^* = 0,5$ e $y_0^* = 0,5$, onde: (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$.



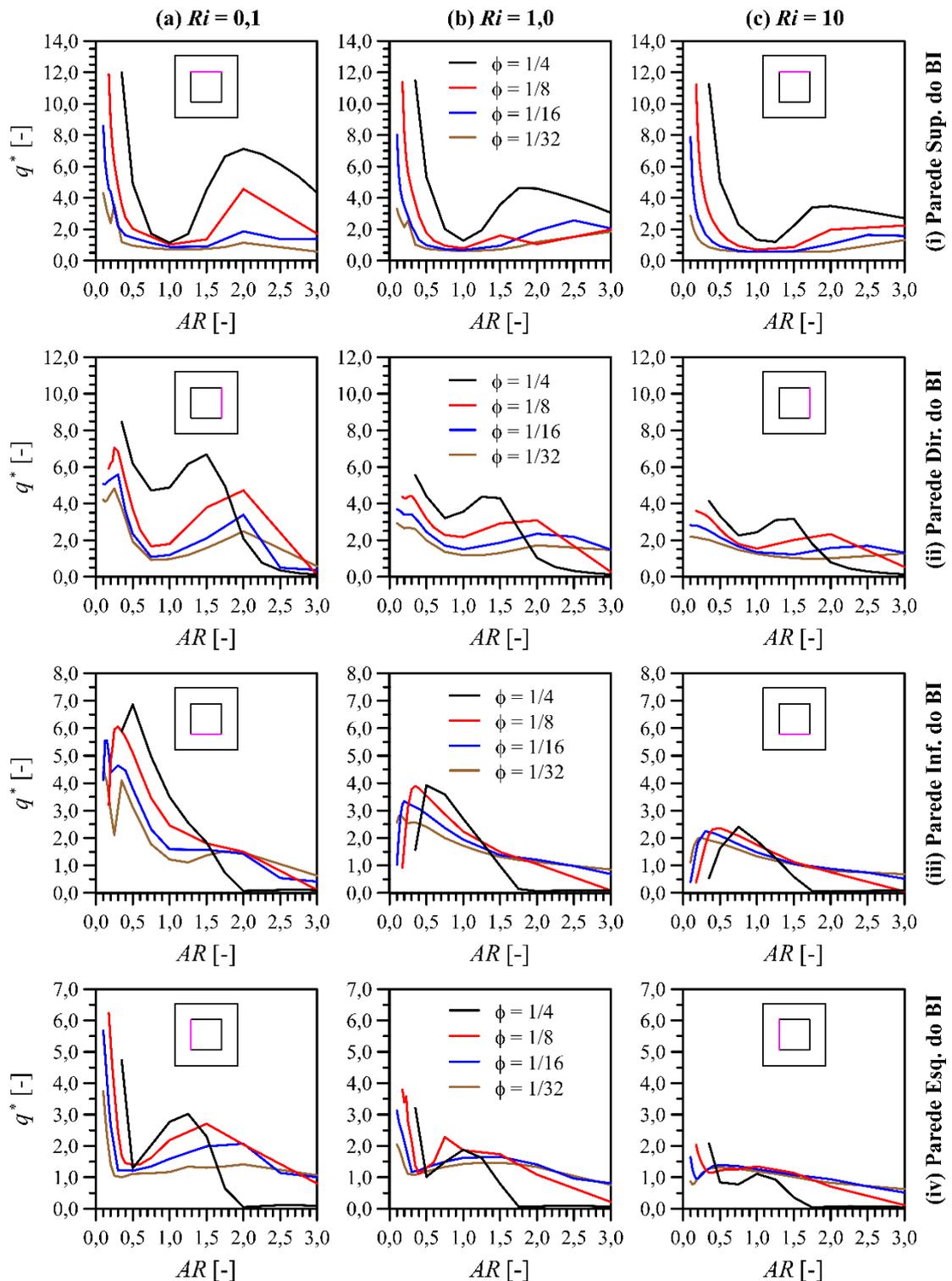
Fonte: Elaborado pelo autor.

Ao examinarmos os resultados obtidos em comparação com os já presentes na literatura, torna-se evidente a existência de divergências quanto às recomendações de design para a cavidade. Enquanto no presente trabalho os designs horizontais se mostraram superiores para promover a transferência de calor entre o BI e o escoamento, Kumar *et al.* (2021, 2022) e Vijayan e Gangawane (2021) afirmam que cavidades verticais são mais eficazes. Ao que tudo indica, esta divergência está estritamente relacionada à orientação das paredes ativas da cavidade, que são aquelas que colaboram para a transferência de calor por sua condição de contorno ser uma temperatura prescrita. Enquanto neste trabalho a parede ativa corresponde à tampa deslizante, nos estudos mencionados as paredes laterais da cavidade é que desempenham este papel. Assim, quando a cavidade assume um formato horizontal e a distância existente entre a parede ativa e o BI é aqui reduzida, o oposto ocorre em Kumar *et al.* (2021, 2022) e Vijayan e Gangawane (2021). Esta questão tem um impacto direto sob a espessura das camadas limites hidrodinâmica e térmica do escoamento, o que afeta a transferência de calor convectiva e fornece uma explicação para as diferenças destacadas entre os trabalhos.

A Fig. 4.9 expõe os efeitos de AR e ϕ sobre q^* em cada uma das paredes do BI, considerando (a) $Ri = 0,1$; (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$. Acompanhando a figura, a representação esquemática de um dos designs que o sistema assume é apresentada, com destaque em rosa para a parede do BI a que os resultados se referem. Como esperado, os maiores valores de q^* registrados em cada uma das paredes do BI estão associados às menores AR , correspondentes às cavidades de formato horizontal. Com exceção da parede inferior [Fig. 4.9 (a-c) (iii)], todas as demais apresentaram ainda um segundo pico de q^* , cujo valor é inferior ao primeiro e se mostra dependente de ϕ e Ri . Para $Ri = 0,1$, por exemplo, estes picos secundários, registrados na parede superior do BI [Fig. 4.9 (a) (i)], ocorrem em $AR = 2,0$ para qualquer ϕ . Entretanto, nas paredes laterais eles são originados para diferentes AR a depender de ϕ . Na parede direita [Fig. 4.9 (a) (ii)], a ocorrência deles se dá com $AR = 1,25$ ($\phi = 1/4$) e $AR = 2,0$ ($\phi = 1/8, 1/16$ e $1/32$). Já na parede esquerda [Fig. 4.9 (a) (iv)], eles ocorrem com $AR = 1,25$ ($\phi = 1/4$), $AR = 1,50$ ($\phi = 1/8$) e $AR = 2,0$ ($\phi = 1/16$), inexistindo para $\phi = 1/32$. De certo modo, esses picos desempenham um papel fundamental na manutenção da transferência de calor do BI à medida que a AR cresce. Eles compensam, inclusive em excesso, a queda significativa de q^* registrada na parede inferior do BI [Fig. 4.9 (a) (iii)]. Deste modo, atribui-se a eles o aumento da taxa adimensional de transferência de calor do BI, registrado na Fig. 4.8 (a), para $1,0 \leq AR \leq 2,0$. De toda forma, apesar da ocorrência dos picos secundários de q_{max}^* nas paredes laterais e superior do BI, a tendência observada nessas paredes,

assim como na parede inferior, ainda é uma redução nos valores de q^* no intervalo de AR_{min} a AR_{max} .

Figura 4.9 – Efeitos de AR e ϕ sobre a taxa de transferência de calor adimensional (q^*) em cada uma das paredes do BI, assumindo $x_0^* = 0,5$ e $y_0^* = 0,5$, onde: (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$.



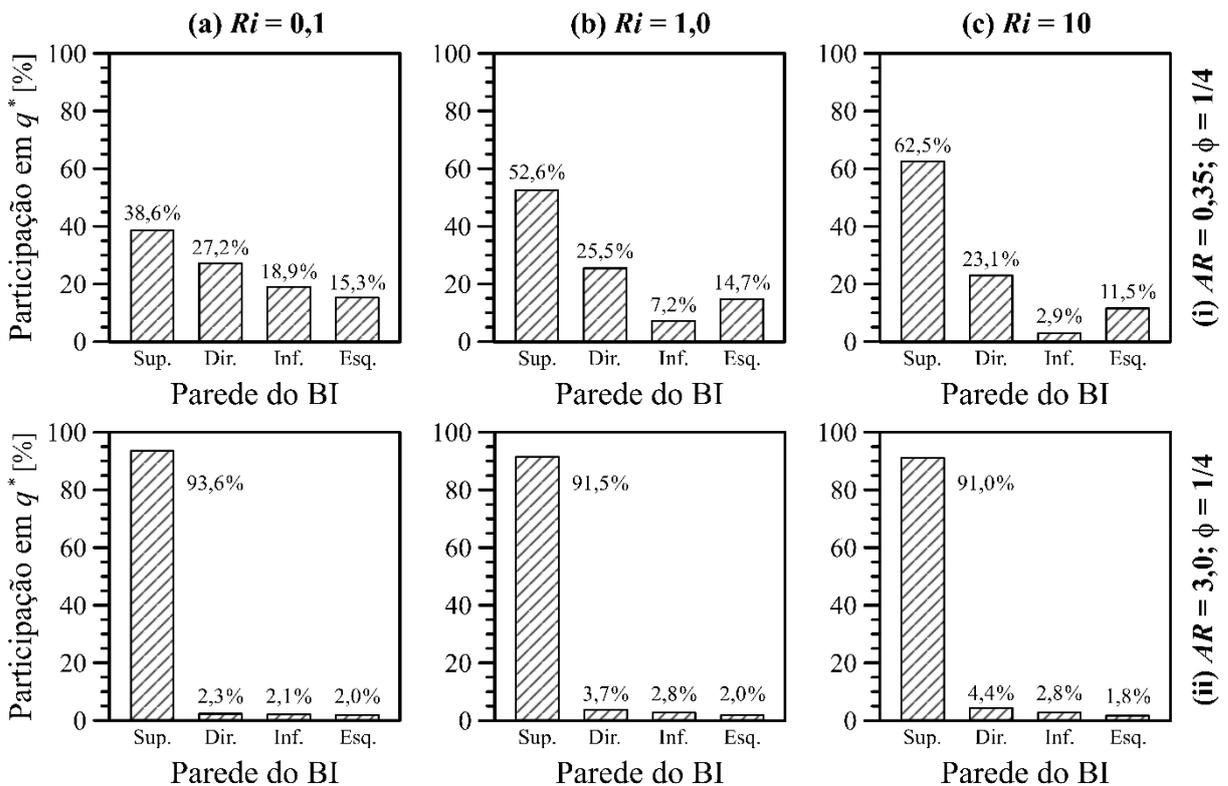
Fonte: Elaborado pelo autor.

Para todos os valores de Ri , os designs com $\phi = 1/4$ foram os que experimentaram as quedas mais acentuadas de q^* . Nas paredes direita, esquerda e inferior [Fig. 4.9 (ii-iv)], estas quedas se dão de forma tão brusca que a transferência de calor se torna praticamente nula para $AR \geq 2,0$. Nas mesmas paredes, porém, para os demais valores de ϕ , também é possível observar reduções gradativas em q^* no intervalo de AR_{min} a AR_{max} . No entanto, essas reduções ocorrem de maneira menos acentuada, especialmente nas configurações de $\phi = 1/16$ e $1/32$. Este comportamento indica que a influência do design do sistema, sobre a transferência de calor convectiva em seu interior, é reduzida quando o bloco isotérmico possui menores dimensões. Isto está relacionado a menor obstrução imposta ao escoamento pelo BI, que faz com que o escoamento tenha mais liberdade para circular no interior da cavidade independentemente do seu design. Entre as quatro paredes do bloco isotérmico, q^* é mais bem preservado na parede superior, especialmente para $\phi = 1/4$. Para esse ϕ , os valores de q^* associados à AR_{max} na parede superior são iguais a 4,32 ($Ri = 0,1$), 3,04 ($Ri = 1,0$) e 2,71 ($Ri = 10$), como retrata a Fig. 4.9 (a-c) (i). Isso indica que, nos designs com $AR \geq 2,0$, a transferência de calor entre o BI e o escoamento convectivo é principalmente atribuída à parede superior, em contraste com as outras paredes que pouco contribuem para q^* .

A Fig. 4.10 apresenta a participação relativa percentual de cada parede do BI para a sua taxa de transferência de calor adimensional (q^*), avaliada para (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$; considerando duas configurações para o sistema: (i) $AR = 0,35$ ($\phi = 1/4$) e (ii) $AR = 3,0$ ($\phi = 1/4$). Como pode-se perceber, a parede superior do BI é a que mais se destaca na promoção da transferência de calor convectiva em ambos os designs analisados. No primeiro design [$AR = 0,35$; $\phi = 1/4$], em condições de convecção forçada dominante ($Ri = 0,1$), a participação relativa da parede superior na taxa adimensional de transferência de calor do BI é de 38,6%. Já as participações das paredes direita, inferior e esquerda, nas mesmas condições, são de 27,2%, 18,9% e 15,3%, respectivamente. Para os demais Ri , a contribuição relativa de cada parede do BI para q^* se altera, especialmente a das paredes superior e inferior. Como ilustrado na Fig. 4.10 (a-c) (i), à medida que Ri aumenta, a contribuição da parede superior cresce de 38,6% para 62,5%, às custas da contribuição da parede inferior, que diminui de 18,9% para apenas 2,9%. Como as forças de inércia associadas ao escoamento são menores para $Ri = 10$, é plausível que na fenda inferior, que corresponde à região entre a parede inferior do BI e a base da cavidade, o escoamento possua velocidades mais baixas, manifestando-se ali de maneira menos intensa. Como resultado, a transferência de calor naquela região é prejudicada nos cenários de convecção natural dominante ($Ri = 10$). Isso justifica os menores

valores de q^* registrados na Fig. 4.9 (c) (iii) para a parede inferior do BI e, por consequência, a sua discreta participação em q^* , que é retratada na Fig. 4.10 (c) (i). No caso do segundo design [$AR = 3,0$; $\phi = 1/4$], uma dependência ainda mais expressiva da transferência de calor do bloco isotérmico se dá em relação a sua parede superior. Neste design específico, a participação da parede superior em q^* ultrapassa os 90% para todos os Ri , como mostra a Fig. 4.10 (a-c) (ii). Diferentemente do primeiro design, em que a contribuição das paredes superior e inferior do BI para q^* variava com Ri , no segundo design essa variação é praticamente inexistente. Este comportamento sugere a forte influência do formato vertical que a cavidade assume nesse design sobre o escoamento e a transferência de calor, ao ponto que variar o mecanismo de convecção que controla esses fenômenos não provoca qualquer alteração significativa neles.

Figura 4.10 – Participação percentual de cada parede do BI para a sua taxa de transferência de calor adimensional (q^*), avaliada para (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$, considerando duas configurações para o sistema: (i) $AR = 0,35$ ($\phi = 1/4$) e (ii) $AR = 3,0$ ($\phi = 1/4$).

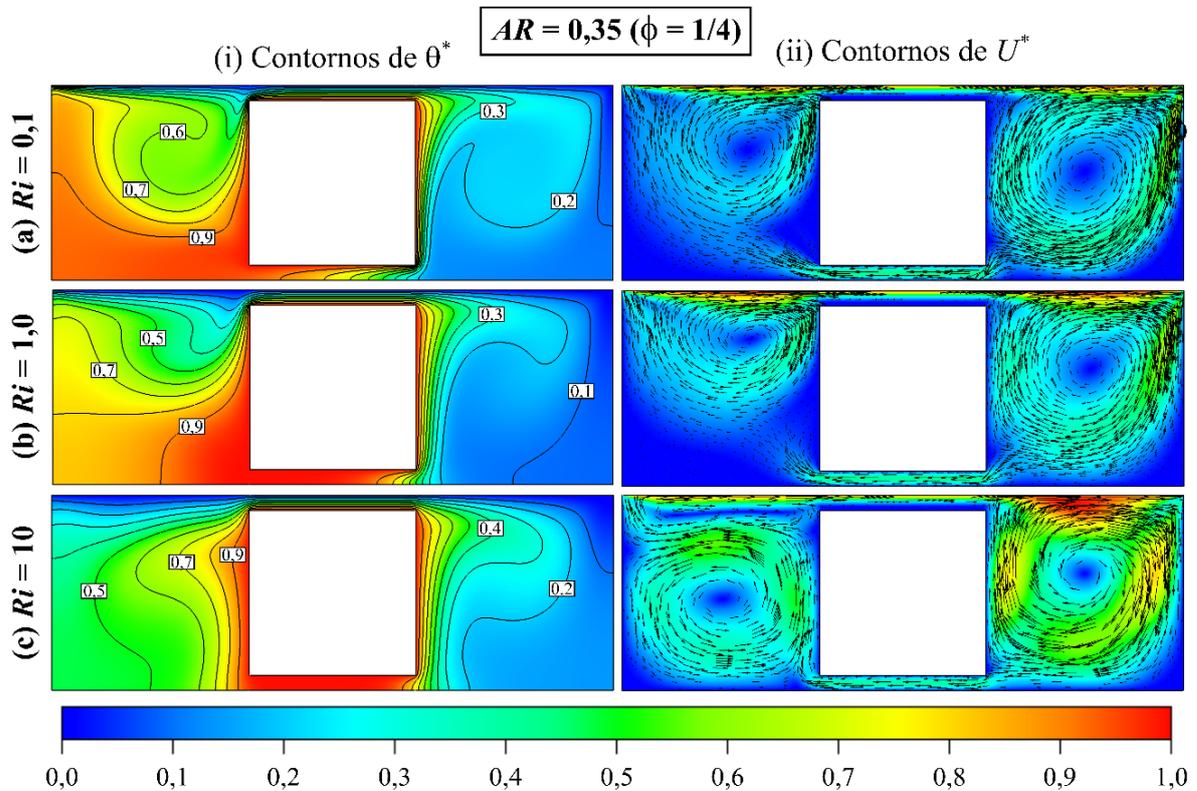


Fonte: Elaborado pelo autor.

Para o design de melhor desempenho em termos de q^* [$AR = 0,35$; $\phi = 1/4$], a Fig. 4.11 traz os contornos adimensionais de (i) temperatura (θ^*) e (ii) velocidade (U^*) do escoamento nos três cenários de convecção analisados, representados por (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e $Ri = 10$. Para fins de clareza, U^* é a velocidade adimensional do escoamento

no interior da cavidade, obtido pela soma das componentes adimensionais da velocidade nas direções horizontal e vertical, u^* e v^* .

Figura 4.11 – Contornos adimensionais de temperatura (θ^*) e velocidade (U^*) do escoamento no interior do sistema de melhor design em termos de q^* [$AR = 0,35$ ($\phi = 1/4$)], avaliados para (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando os contornos de θ^* na Fig. 4.11 (i), é possível observar que para todos os valores de Ri , a camada limite térmica na fenda superior da cavidade é extremamente fina, ao ponto de dificultar a identificação das isotermas do escoamento naquela região. Como nesse design a cavidade possui uma configuração horizontalmente alongada, o COI_y associado a ele é elevado, principalmente para $\phi = 1/4$. Em razão disso, a fenda apresenta pouca largura, fazendo com que a distância entre a tampa deslizante e a parede superior do BI – ambas paredes ativas do sistema – seja muito pequena. Logo, nessa região, há a ocorrência de um gradiente de temperatura acentuado em um espaço extremamente limitado, resultando em uma camada limite térmica de espessura reduzida, como observado. Essa característica térmica do escoamento na fenda superior, além é claro da maior quantidade de movimento associada a ele devido à proximidade da tampa deslizante, é o que justifica a parede superior do BI ter

apresentado os maiores valores de q^* na Fig. 4.9 para $AR = 0,35$ ($\phi = 1/4$). Na fenda direita, adjacente à metade inferior direita do BI, camadas limites térmica de pouca espessura também são notadas. Neste ponto, elas são mais finas para $Ri = 0,1$ [Fig. 4.11 (a) (i)], e à medida que Ri aumenta, elas ganham espessura. Tal comportamento está relacionado à razão entre as forças de inércia e de empuxo que atuam sobre o escoamento, que é representada por Ri . Como indicado pelos vetores de velocidade sobrepostos aos contornos de U^* na Fig. 4.11 (ii), o padrão de escoamento na fenda direita da cavidade é uniforme para todos os valores de Ri , caracterizado por uma célula convectiva de sentido horário que preenche toda a fenda. Embora a dinâmica do escoamento seja a mesma para qualquer um dos Ri avaliados, a intensidade como ela se dá é totalmente diferente. Para $Ri = 0,1$, circunstância em que as forças de inércia prevalecem frente às forças de empuxo, o escoamento se dá de forma muito mais intensa. Nesse cenário, maior é a quantidade de movimento associada ao escoamento, o que colabora para a transferência de calor convectiva e, por consequência, reduz a espessura das camadas limite térmicas nas regiões em que o escoamento é efetivamente ativo. Por outro lado, quando as forças de empuxo são mais relevantes que as forças de inércia, como para $Ri = 10$, o escoamento é menos intenso, exibindo uma menor quantidade de movimento, o que atenua a transferência de calor convectiva. Isso explica o porquê da camada limite térmica na metade inferior direita do BI ser mais espessa na Fig. 4.11 (c) (i). Como o escoamento é mais suave para $Ri = 10$, menor é a quantidade de massa que ele desloca, desfavorecendo a renovação do fluido no interior da cavidade. Como consequência, parcelas de fluido próximas ao BI, quando renovadas com menor frequência, acabam por apresentar maiores temperaturas, o que contribui para o ganho de espessura das camadas limite térmicas observadas.

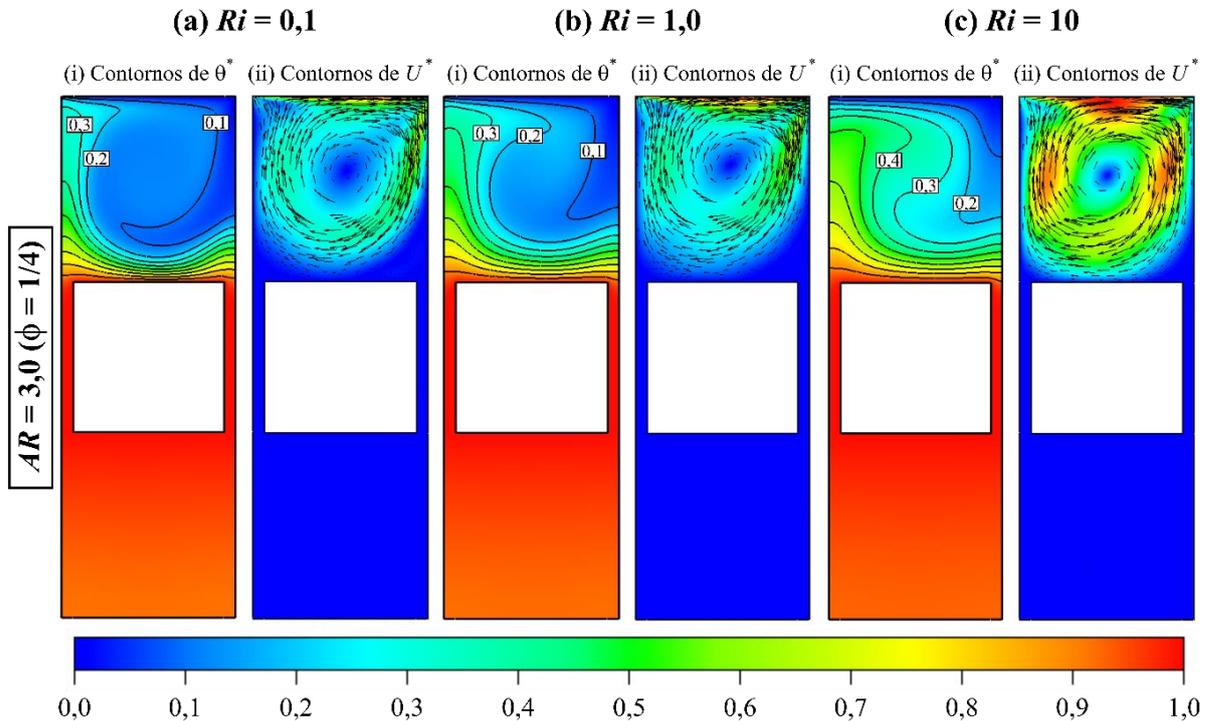
A dinâmica do escoamento nas fendas inferior e esquerda também é influenciada pela interação entre as forças de inércia e empuxo que atuam sobre ele. Para $Ri = 0,1$, cenário no qual as forças de empuxo são teoricamente negligenciáveis, tal suposição não se aplica ao escoamento formado na fenda esquerda da cavidade. Como ela é alimentada pelo fluido que provém da fenda inferior apresentando maiores temperaturas [Fig. 4.11 (a) (i)], gradientes de temperatura e, conseqüentemente, de massa específica são estabelecidos. Logo, nesta situação, duas são as forças que atuam sobre o escoamento formado: forças de inércia, que o deslocam em direção da parede esquerda, e forças de empuxo, que o fazem ascender verticalmente. A resultante dessas forças orienta o escoamento na direção do canto superior esquerdo da cavidade, onde as tensões de cisalhamento causadas pelo deslocamento da tampa o arrastam para a direita, dando origem ao vórtice de sentido horário que é observado na Fig. 4.11 (a) (ii).

Apesar da dinâmica de escoamento distinta no caso de convecção natural dominante ($Ri = 10$), uma célula convectiva também se forma na fenda esquerda da cavidade neste cenário, porém rotacionando no sentido oposto (anti-horário), como retratado na Fig. 4.11 (c) (ii). Esta inversão no sentido de rotação está relacionada à predominância das forças de empuxo, que fazem com que o fluido proveniente da fenda inferior imediatamente assumam um movimento vertical ao penetrar na fenda esquerda. Devido a essa dinâmica, um escoamento ascendente se estabelece ao longo da parede esquerda do BI, sendo desviado para a esquerda, na metade superior da cavidade, pela ação das forças de cisalhamento geradas pela tampa deslizante. É exatamente essa mudança de direção do escoamento, da vertical para a horizontal, no sentido de $x^* = 0$, que origina o vórtice de sentido anti-horário observado. Em geral, mesmo que a dinâmica de escoamento apresente características distintas para cada cenário de Ri , em todos eles o escoamento pode circular livremente por toda a cavidade, desenvolvendo-se em qualquer região dela, como mostra a Fig. 4.11 (a-c) (ii). Sob a ótica da lei construtal, pode-se afirmar que o design horizontalmente alongado que a cavidade assume para $AR = 0,35$ ($\phi = 1/4$) impõe uma menor resistência global ao escoamento em seu interior, acarretando na melhor distribuição de suas imperfeições. Para o sistema analisado, as imperfeições referem-se aos pontos em que a velocidade do escoamento é reduzida, os quais atenuam o processo de convecção e, por consequência, dão origem a indesejáveis “hot spots”.

Para a cavidade de design oposto [$AR = 6,0$ ($\phi = 1/4$)], verticalmente alongada, a Fig. 4.12 apresenta os contornos adimensionais de (i) temperatura (θ^*) e (ii) velocidade (U^*) do escoamento seu interior para (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$. Como evidenciando pelos contornos de U^* apresentados, nessa configuração do sistema, o escoamento convectivo fica restrito à fenda superior, independentemente do mecanismo de convecção que o governa. Uma vez que COI_x é muito elevado nessa configuração, as fendas laterais da cavidade possuem pouca largura, o que impede que o escoamento originado pelo movimento da tampa deslizante migre da fenda superior para a inferior, através da fenda direita. Logo, um escoamento global, que percorra todas as regiões do sistema não é estabelecido, o que é extremamente prejudicial para a troca térmica convectiva, dado que as porções de fluido nas fendas laterais e inferior não são renovadas. Por consequência, o fluido nessas regiões aquece substancialmente, atingindo temperaturas muito próximas de $\theta^* = 1$, como retratado pelos contornos de θ^* apresentados na Fig. 4.12 (a-c) (i). Nesse cenário, gradientes de temperatura expressivos deixam de existir, tornando a transferência de calor praticamente nula nessas regiões, como apontam os perfis de q^* previamente apresentados na Fig. 4.9 para as paredes direita, inferior e esquerda do BI.

Logo, a configuração verticalmente alongada da cavidade demonstra ser inadequada para a promoção do escoamento e da troca térmica convectiva no seu interior.

Figura 4.12 – Contornos adimensionais de (i) temperatura (θ^*) e (ii) velocidade (U^*) do escoamento para $AR = 3,0$ ($\phi = 1/4$), obtidos com (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Pela lei construtal, para que um sistema de tamanho finito persista no tempo (permaneça vivo), sua configuração deve se modificar (evoluir), de modo a proporcionar um trânsito cada vez mais facilitado às suas correntes internas, sejam elas na forma de fluido, energia, espécies, etc (BEJAN; LORENTE, 2008). A lei construtal é uma definição de vida no sentido mais amplo possível: para estar vivo, um sistema deve ser capaz de fluir. Para Bejan e Lorente (2011), vivos são os cursos d'água nas bacias hidrográficas, assim como o deslocamento de massa animal ao longo das paisagens, o que conhecemos por migração. Vida é movimento, vida é liberdade, vida é evolução. Sob esta perspectiva, vivas são as cavidades que apresentam um escoamento interno relevante, que propiciam melhores condições para o movimento da energia, mensurada na forma de calor por q^* . Logo, neste artigo, a evolução do design do sistema analisado, na direção de uma configuração que facilite o trânsito do escoamento e, conseqüentemente do calor, se dá na direção das cavidades de AR reduzida, de formato horizontalmente alongado.

4.2.2 Sistema com 2 GL (AR e x_0^*)

Para o design de melhor desempenho em termos de q^* [$AR = 0,35$ ($\phi = 1/4$)], um segundo GL (x_0^*) foi admitido, proporcionando ao sistema uma maior liberdade, como detalha o *Passo 8* do fluxograma de aplicação do MDC, apresentado na Fig. 2.7. Deste modo, nesta seção são apresentados os resultados referentes aos designs originados pela adição deste GL adicional, que nos permite analisar como o escoamento e a transferência de calor convectiva no interior do sistema são afetados por variações em x_0^* , mantendo $y_0^* = 0,5$ constante. A Tab. 4.2 apresenta os valores de q^* obtidos com o centro geométrico do BI posicionado em diferentes x_0^* (0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7 e 0,8) para $Ri = 0,1, 1,0$ e 10.

Tabela 4.2 – Efeitos de x_0^* sobre a taxa de transferência de calor adimensional (q^*) para o design de melhor desempenho ($AR = 0,35$; $\phi = 1/4$), avaliados para $Ri = 0,1, 1,0$ e 10.

Taxa de transferência de calor adimensional (q^*)							
Ri	$x_0^* = 0,2$	$x_0^* = 0,3$	$x_0^* = 0,4$	$x_0^* = 0,5$	$x_0^* = 0,6$	$x_0^* = 0,7$	$x_0^* = 0,8$
0,1	20,62	24,10	29,48	31,08	31,19	30,01	27,52
1,0	18,27	19,83	21,17	21,80	21,74	20,74	18,62
10	17,13	17,52	17,90	18,00	17,76	16,71	15,65

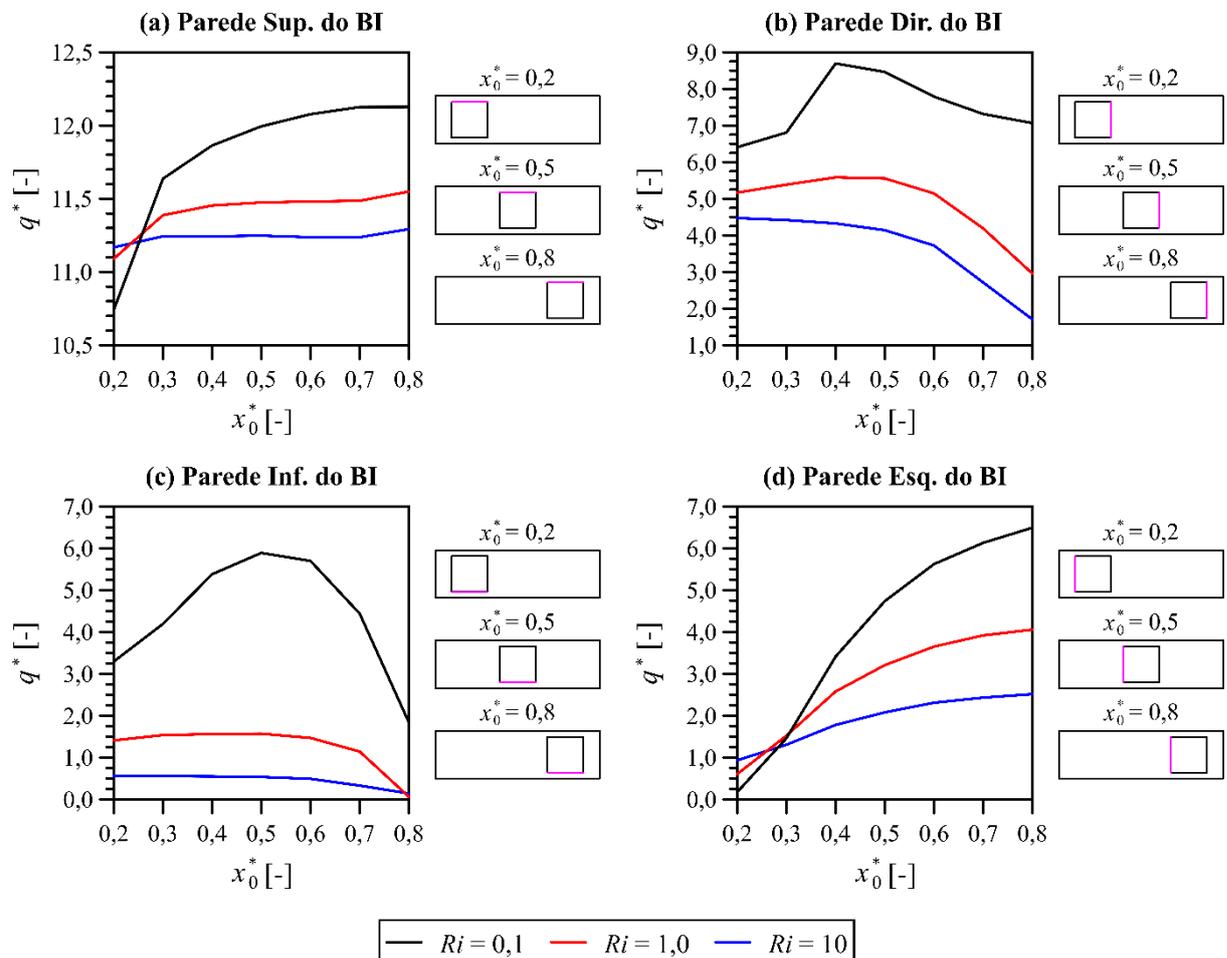
Fonte: Elaborado pelo autor.

Como se pode notar, os maiores valores de q^* – destacados em negrito na Tab. 4.2 – foram alcançados com o BI posicionado no centro horizontal da cavidade ($x_0^* = 0,5$), ou próximo a ele. Para $Ri = 0,1$, representativo do cenário de convecção forçada dominante, a transferência de calor convectiva é intensificada pelo sutil deslocamento do bloco isotérmico para a direita ($x_0^* = 0,6$). Entretanto, se compararmos o valor de q^* obtido através desse design (31,19) àquele associado ao design padrão (31,08), em que o BI está centralizado no interior da cavidade ($x_0^* = 0,5$), percebe-se que o ganho registrado em q^* é mínimo, sendo inferior a 0,4%. Para os demais Ri , os benefícios de posicionar o BI no centro da cavidade são mais evidentes, uma vez que os maiores q^* – 21,8 para $Ri = 1,0$ e 18,0 para $Ri = 10$ – foram alcançados com o design padrão. Em geral, os piores desempenhos estão associados aos designs em que o bloco isotérmico foi posicionado nas extremidades laterais da cavidade, com seu centro geométrico situado em $x_0^* = 0,2$ ou 0,8. Nessas circunstâncias, observa-se que $q_{(x_0^*=0,2)}^*$ é 33,7% menor do que $q_{(x_0^*=0,5)}^*$ para $Ri = 0,1$ e 16,1% para $Ri = 1,0$. Já para $Ri = 10$, o pior desempenho se dá com o BI localizado na extremidade direita da cavidade ($x_0^* = 0,8$), cujo q^* associado a esse

design é 13,1 % inferior a $q^*_{(x_0^*=0,5)}$. Portanto, ao projetar um equipamento/sistema no qual um componente eletrônico necessite ser resfriado em um espaço confinado, a recomendação é posicionar o componente no centro do espaço, conforme indicado pelos resultados apresentados aqui. Isso se aplica até mesmo para o cenário de $Ri = 0,1$, uma vez que deslocar o componente eletrônico para $x_0^* = 0,6$ resultaria em uma melhora tão pequena no seu resfriamento que não seria justificável a mudança do seu design.

A Fig. 4.13 expõe os efeitos de x_0^* sobre q^* em cada uma das paredes do BI. Para uma melhor compreensão dos resultados, representações esquemáticas da cavidade, ilustrando como seu design varia em função de x_0^* , também são apresentadas. Novamente, para fins de clareza, a parede do BI à qual os resultados se referem é destacada em rosa.

Figura 4.13 – Efeitos de x_0^* sobre a taxa de transferência de calor adimensional (q^*) em cada parede do bloco isotérmico para o design de melhor desempenho ($AR = 0,35$; $\phi = 1/4$), avaliados para $Ri = 0,1, 1,0$ e 10 .

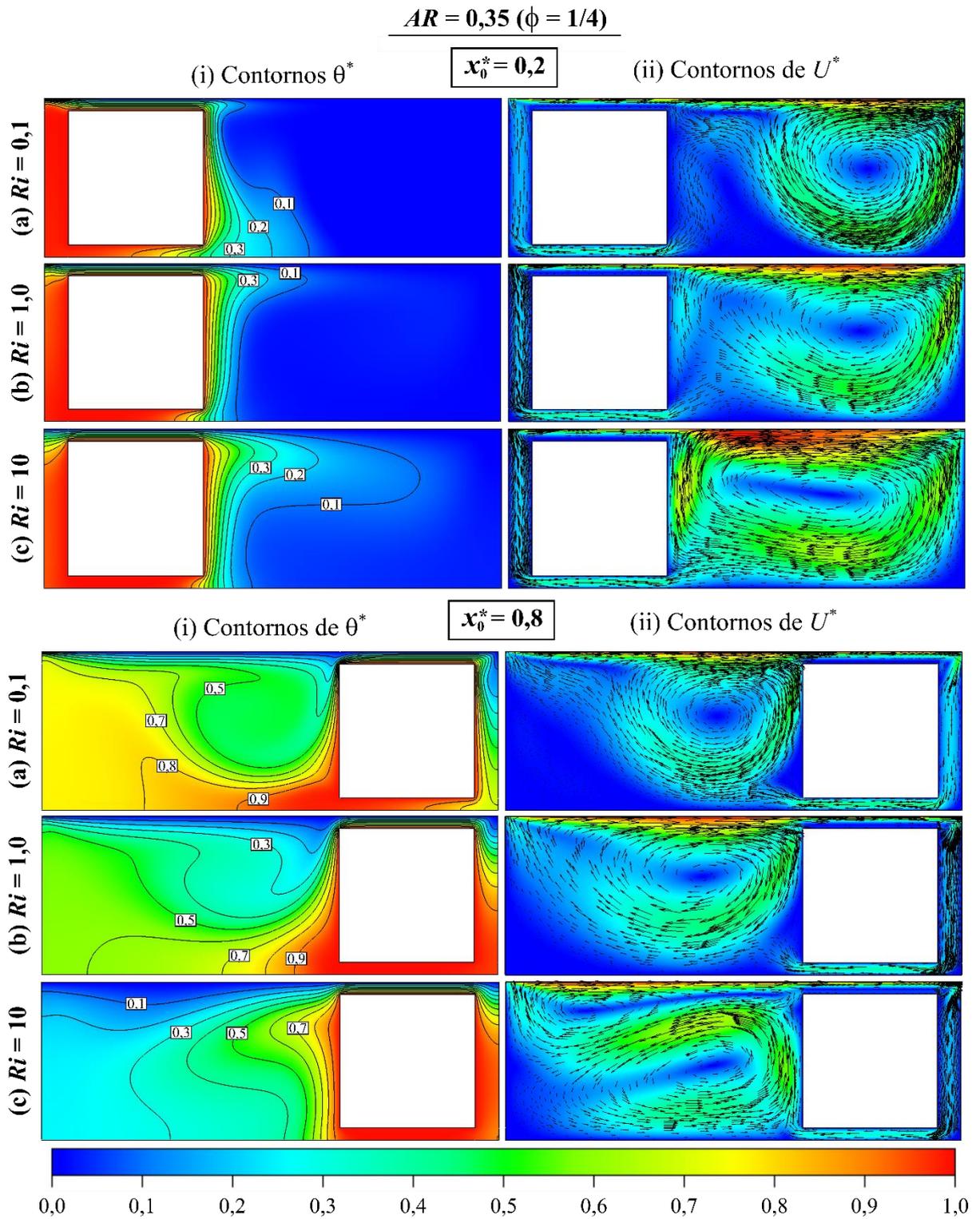


Fonte: Elaborado pelo autor.

Como é possível observar, os efeitos de x_0^* sobre q^* são mais intensos nos cenários de convecção forçada dominante ($Ri = 0,1$). Na parede superior [Fig. 4.13 (a)], nota-se para $Ri = 0,1$ a ocorrência de um decréscimo em q^* à medida que o BI é deslocado da extremidade direita da cavidade para a esquerda ($x_0^* = 0,8 \rightarrow 0,2$). No entanto, este decréscimo é brando, de modo que os valores de q^* para os diferentes x_0^* não são tão distintos, com exceção do relacionado a $x_0^* = 0,2$, que é substancialmente menor. Para os demais Ri , a variação de q^* motivada pelo deslocamento do BI é insignificante, a ponto de podermos considerá-lo constante no intervalo compreendido entre $x_0^* = 0,3$ e $x_0^* = 0,8$. Esse padrão de comportamento (q^* constante para uma faixa de x_0^*) é igualmente observado para os mesmos valores de Ri (1,0 e 10) na parede inferior [Fig. 4.13 (c)], porém em um intervalo de x_0^* diferente, que varia entre 0,2 e 0,7. A principal diferença entre os resultados da parede superior e inferior, além da intensidade com que a troca térmica ocorre em cada uma delas, está ligada ao comportamento de q^* no cenário de $Ri = 0,1$. Na parede inferior, a forma como q^* varia em função de x_0^* é muito mais acentuada, apresentando um padrão que se assemelha à parábola de uma função quadrática decrescente, como mostra a Fig. 4.13 (c). Nesse padrão, o maior valor de q^* está associado a $x_0^* = 0,5$, ao passo que os menores estão vinculados aos x_0^* mais extremos (0,2 e 0,8). Nas paredes laterais, o comportamento constante de q^* em relação a x_0^* , observado nas paredes superior e inferior do BI para $Ri = 1,0$ e 10, não se mantém. Na parede direita [Fig. 4.13 (b)], q^* exibe um padrão decrescente para esses valores de Ri , mas no cenário de $Ri = 0,1$, ele oscila, atingindo o seu valor máximo em $x_0^* = 0,4$. Já na parede esquerda [Fig. 4.13 (d)], q^* demonstra um comportamento crescente para todos os Ri , sendo seu valor mais acentuado para $Ri = 0,1$.

Para os casos em que o BI foi posicionado nos extremos ($x_0^* = 0,2$ e $0,8$) da cavidade de melhor design em termos de q^* [$AR = 0,35$ ($\phi = 1/4$)], a Fig. 4.14 apresenta os contornos adimensionais de (i) temperatura (θ^*) e (ii) velocidade (U^*) do escoamento convectivo para (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$.

Figura 4.14 – Contornos adimensionais de temperatura (θ^*) e velocidade (U^*) do escoamento na cavidade de melhor desempenho em termos de q^* ($AR = 0,35$; $\phi = 1/4$) com o BI posicionado em $x_0^* = 0,2$ e $x_0^* = 0,8$, avaliados para (a) $Ri = 0,1$, (b) $Ri = 1,0$ e (c) $Ri = 10$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como evidenciando na Fig. 4.14, a dinâmica do escoamento e, por consequência, a sua distribuição de temperatura, é totalmente diferente quando o BI é posicionado nas extremidades da cavidade ao invés de centralizado, cujos contornos de θ^* e U^* foram anteriormente apresentados na Fig. 4.11. Como é possível perceber, quando o BI é posicionado na extremidade esquerda do sistema ($x_0^* = 0,2$), uma célula convectiva de sentido horário se forma na fenda direita. Para $Ri = 0,1$, a célula se desenvolve próxima à parede direita da cavidade, entretanto, à medida que Ri aumenta, ela ganha tamanho, chegando a ocupar toda a fenda para $Ri = 10$. Como no caso de convecção forçada dominante ($Ri = 0,1$) o vórtice formado está muito afastado do BI, a contribuição dele para o resfriamento da parede direita do bloco é reduzida, justificando o porquê do menor $q_{(Ri=0,1)}^*$ apresentado na Fig. 4.13 (b) tenha sido registrado com $x_0^* = 0,2$. Analisando os contornos de θ^* para a mesma configuração do sistema (BI à esquerda), fica claro que, independentemente do valor de Ri , o escoamento no interior da fenda esquerda apresenta temperaturas muito elevadas, bem próximas a $\theta^* = 1$. Como nesta configuração a fenda é muito estreita, o escoamento ascendente que se desenvolve através dela acaba por aquecer de forma mais intensa devido à proximidade do BI. Somado a isso, o escoamento que provém da fenda inferior, também a elevadas temperaturas, é brando (vide coloração azul dos contornos de U^*), resultando na renovação ineficaz do fluido na fenda esquerda. Por consequência, de maneira bastante similar à dinâmica observada nas cavidades de AR elevada [Fig. 4.12], gradientes de temperatura deixam de existir no interior da fenda esquerda, o que atenua a transferência de calor da parede esquerda do BI, como indicam os perfis de q^* plotados na Fig. 4.13 (d).

Uma dinâmica oposta é visualizada quando o BI é posicionado na extremidade direita da cavidade, com seu centro geométrico situado em $x_0^* = 0,8$. Nesta configuração, ocorre uma inversão no tamanho das fendas laterais do sistema, com a fenda direita tornando-se estreita e a esquerda excessivamente larga. Logo, a dinâmica de escoamento, e, consequentemente, a troca térmica convectiva, que para $x_0^* = 0,2$ eram adversas na fenda esquerda, para $x_0^* = 0,8$ são problemáticas na fenda direita, principalmente para $Ri = 1,0$ e 10 . Neste cenário, gradientes de temperaturas não existem na metade inferior da fenda direita, e conforme o escoamento flui através dela, a ausência se estende para a fenda inferior, como indicam os contornos de θ^* plotados para $x_0^* = 0,8$ na Fig. 4.14 (b-c) (ii). Consequentemente, a troca térmica convectiva nestas regiões é prejudicada, resultando no comportamento decrescente de q^* em relação a x_0^* que é retratado na Fig. 4.13 (b-c). Já na fenda esquerda, gradientes de temperatura significativos são observados para todos os Ri . Esses gradientes, combinados com

a dinâmica de escoamento favorável – caracterizada pela formação de uma célula convectiva próxima à parede esquerda do BI – acentuam o processo de convecção, justificando o incremento de q^* em função de x_0^* apresentado na Fig. 4.13 (d).

4.2.3 Observações Gerais dos Resultados da Etapa 2

Por meio da análise de 186 configurações distintas para o sistema – 62 para cada Ri – cuja evolução inicialmente se deu em função de AR e ϕ (56 configurações avaliadas) e, posteriormente em função de x_0^* (6 novas configurações originadas e avaliadas); observou-se o que segue:

i. Independente de ϕ e Ri , a taxa adimensional de transferência de calor (q^*) decresce à medida que AR aumenta. Para $\phi = 1/4$ e $Ri = 0,1$, por exemplo, q^* diminuiu de 31,08 para 4,61 – valor 6,7 vezes menor – quando o máximo valor de AR (3,0) foi testado ao invés do mínimo (0,35). No mesmo cenário de Ri , porém para $\phi = 1/8$, q^* encolheu cerca de 10 vezes à medida que AR aumentou de 0,175 para 3,0. Já para $\phi = 1/16$ e $1/32$, as reduções máximas observadas em q^* foram de aproximadamente 9,6 e 5,9 vezes, respectivamente, com AR variando de 0,1 a 3,0. Portanto, fica claro que, se o objetivo é aumentar a troca térmica convectiva no interior da cavidade, o recomendável é optar por valores de AR mais baixos, que conferem à cavidade um formato horizontalmente alongado;

ii. O padrão do escoamento no interior da cavidade, principalmente para $\phi = 1/4$, é totalmente dependente do seu design. Em cavidades de formato horizontal, o escoamento circula livremente pelo seu interior, desenvolvendo-se em todas as regiões. Neste cenário, células convectivas se formam nas fendas laterais do sistema, acelerando o escoamento nestas regiões, e, conseqüentemente, fazendo com que as paredes laterais do BI contribuam de forma significativa para a transferência de calor do BI como um todo. Já nas cavidades verticalmente alongadas – características dos designs de $AR > 1,0$ – o escoamento fica restrito à fenda superior, inexistindo nas demais regiões. Por conseqüência, a transferência de calor nestes casos é branda, visto que praticamente todo o calor trocado pelo BI ocorre por meio de uma única superfície (parede superior), cuja contribuição para o valor de q^* ultrapassou os 91% para $AR = 3,0$ ($\phi = 1/4$) em todos os cenários de Ri ;

iii. Para $AR = 0,35$ ($\phi = 1/4$), os melhores desempenhos do sistema em termos de q^* foram alcançados com o BI horizontalmente posicionado no centro da cavidade ($x_0^* = 0,5$), ou próximo a ele. Neste design, nas situações de convecção mista ou natural dominantes, os maiores valores de $q^* - 21,8$ para $Ri = 1,0$ e $18,0$ para $Ri = 10$ – foram obtidos com o BI centralizado no interior da cavidade. Já para $Ri = 0,1$, a troca térmica foi intensificada quando o BI foi sutilmente deslocado para a direita ($x_0^* = 0,6$). Entretanto, o incremento registrado em q^* foi tão pequeno (inferior a 0,4%), que o recomendado é manter o BI horizontalmente centralizado na cavidade, tornando o design do sistema universal em relação a Ri . Assim, dentre os 64 diferentes designs testados para o sistema, o que se mostrou mais indicado para promover a troca térmica convectiva foi obtido com $AR = 0,35$ ($\phi = 1/4$) e $x_0^* = 0,50$, cujo q_{max}^* (31,08) foi atingido com $Ri = 0,1$.

Desta maneira, com base nas principais observações realizadas, pode-se afirmar que o escoamento convectivo e a troca térmica no interior da cavidade são fortemente afetadas pelos parâmetros geométricos do sistema. Cavidades de formato horizontal foram as que se mostram mais adequadas para promover o processo de convecção, muito em razão do escoamento convectivo conseguir fluir livremente por todo o seu interior. Como para a lei construtal vivos são os sistemas capazes de fluir (BEJAN; LORENTE, 2011), sob esta perspectiva, vivas são as cavidades que apresentaram um escoamento interno relevante, como as cavidades horizontalmente alongadas. Logo, a evolução do design do sistema estudado, na direção de uma configuração que facilite o trânsito do escoamento e, consequentemente do calor em seu interior, se deu na direção das cavidades de AR reduzida. Ou seja, sob a ótica da lei construtal, evoluídas são as cavidades de máximo design horizontal.

4.3 RESULTADOS DA ETAPA 3

Os resultados da Etapa 3 referem-se ao cenário em que AR e AR_0 foram simultaneamente adotadas como os GL do problema. Pela variação simultânea destes dois parâmetros, mantendo o BI centralizado, horizontalmente ($x_0^* = 0,5$) e verticalmente ($y_0^* = 0,5$), 164 diferentes designs foram testados para o sistema, que avaliados $Ri = 0,1; 1,0$ e 10 resultaram em 492 casos analisados. Todos os designs investigados nessa etapa do trabalho encontram-se detalhados nas Tabelas 3.3, 3.4, 3.5 e 3.6; que foram anteriormente apresentadas no Capítulo 3.

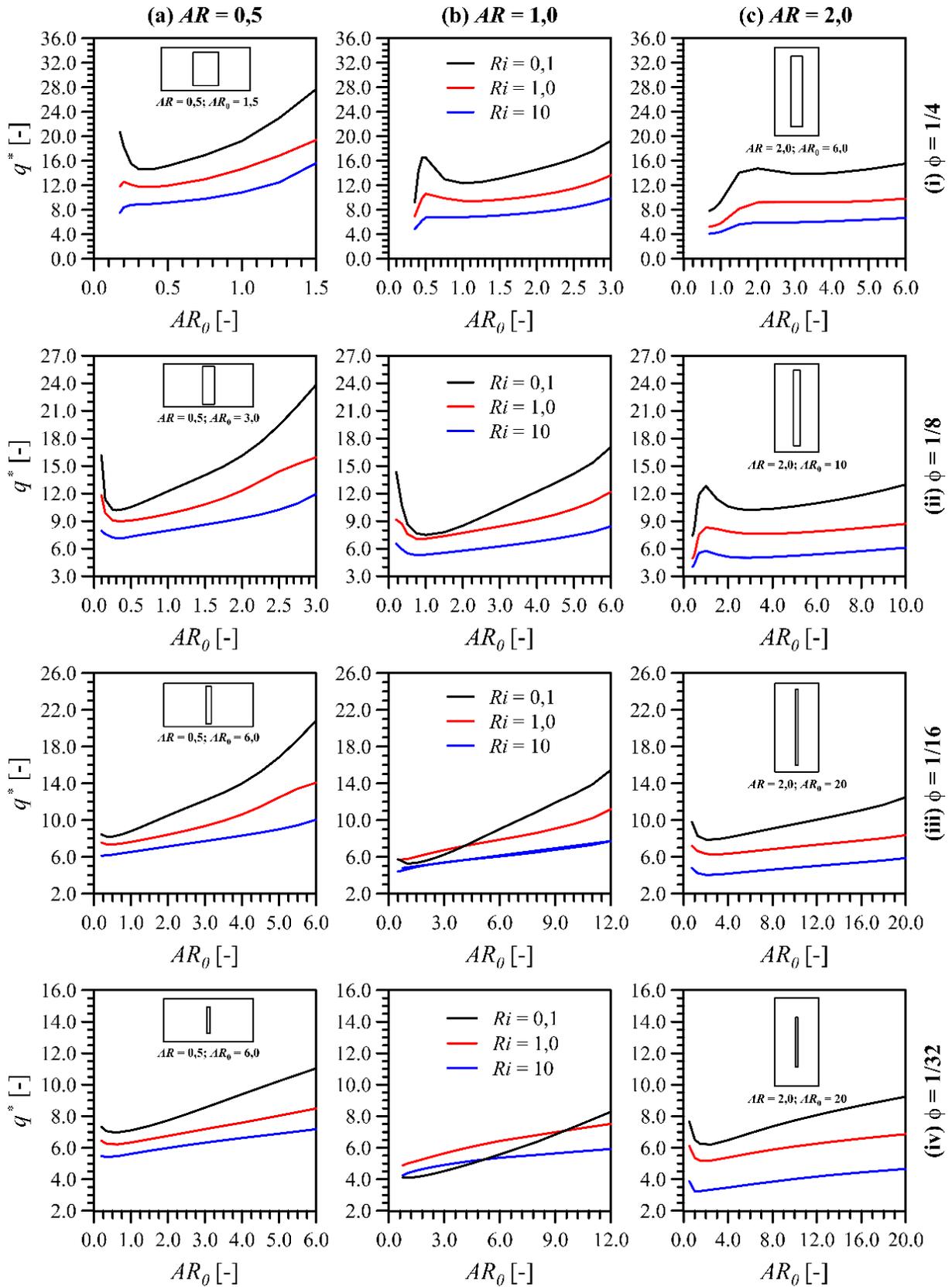
4.3.1 Sistema com 2 GL (AR e AR_0)

Conforme mencionado, os designs analisados na Etapa 3 foram elaborados com o BI posicionado no centro da cavidade. Logo, os resultados expostos na sequência foram obtidos com x_0^* e y_0^* iguais a 0,5. A Fig. 4.15 apresenta os efeitos de AR_0 e Ri sobre q^* para (a) $AR = 0,5$; (b) $AR = 1,0$ e (c) $AR = 2,0$; onde: (i) $\phi = 1/4$, (ii) $\phi = 1/8$, (iii) $\phi = 1/16$ e (iv) $\phi = 1/32$. Acompanhando os resultados, representações esquemáticas das configurações que mostraram o melhor desempenho em termos de q^* são apresentadas, facilitando a compreensão de como os parâmetros geométricos do sistema afetam o seu design.

Através da análise dos perfis de q^* plotados, percebe-se que a troca térmica convectiva no interior da cavidade foi intensificada por incrementos em AR_0 , independentemente de AR e ϕ . Ou seja, os mais elevados valores de q^* estão associados as maiores AR_0 para cada conjunto de AR e ϕ . Para $AR = 0,5$ ($\phi = 1/4$) e $Ri = 0,1$ [Fig. 4.15 (a) (i)], o valor de q^* registrado (27,69) para $AR_0 = 1,5$ é 44 % superior ao observado (19,22) para $AR_0 = 1,0$; por exemplo. Já para os demais Ri (1,0 e 10), as diferenças observadas em q^* entre $AR_0 = 1,5$ e $AR_0 = 1,0$ foram, respectivamente, iguais a 32,2 % e 42,2 %. Os aumentos mais expressivos em q^* pela utilização dos valores máximos de AR_0 em vez do padrão ($AR_0 = 1,0$) ocorreram nas configurações de $\phi = 1/16$. Nestes sistemas, no cenário de convecção forçada dominante ($Ri = 0,1$), q^* foi intensificado em 136,8% na cavidade de $AR = 0,5$ quando admitiu-se ao BI a sua AR_0 máxima, igual a 6,0 [Fig. (a) (iii)]. Para a cavidade de formato quadrado ($AR = 1,0$), o incremento em q^* foi ainda maior, superando 193% pela adoção de $AR_0 = 12,00$ [Fig. 4.15 (b) (iii)]. Os maiores valores de q^* observados nos casos de $AR_0 > 1,0$ se devem ao formato vertical que o BI assume. Nesse formato, o BI apresenta um perímetro maior, que amplia sua área de troca e colabora para a transferência de calor, como discutido nos

resultados da Etapa 1. Adicionalmente, sua superfície superior, mais próxima à parede ativa do sistema (tampa deslizante) devido à sua configuração vertical, reduz a espessura da camada limite térmica que se estabelece na fenda superior do sistema, favorecendo a troca térmica nessa região. Esses dois fatores (maior área de troca do BI e camada limite térmica menos espessa na fenda superior) é que explicam os incrementos de q^* em função de AR_0 . Inclusive, esses também são os motivos que levaram os sistemas de maior ϕ – isto é, aqueles em que o BI possui maiores dimensões – a apresentarem uma troca térmica mais acentuada. A superioridade dos BI maiores em comparação com os menores é mais evidente nos sistemas de AR e $AR_0 = 1$, onde q^* para $\phi = 1/4$ e $Ri = 0,1$ [Fig. 4.15 (b) (i)] é 200% superior ao obtido com $\phi = 1/32$ no mesmo cenário de Ri [Fig. 4.15 (b) (iv)].

Figura 4.15 – Efeitos de AR_0 e Ri sobre q^* para (a) $AR = 0,5$; (b) $AR = 1,0$ e (c) $AR = 2,0$; onde: (i) $\phi = 1/4$, (ii) $\phi = 1/8$, (iii) $\phi = 1/16$ e (iv) $\phi = 1/32$.

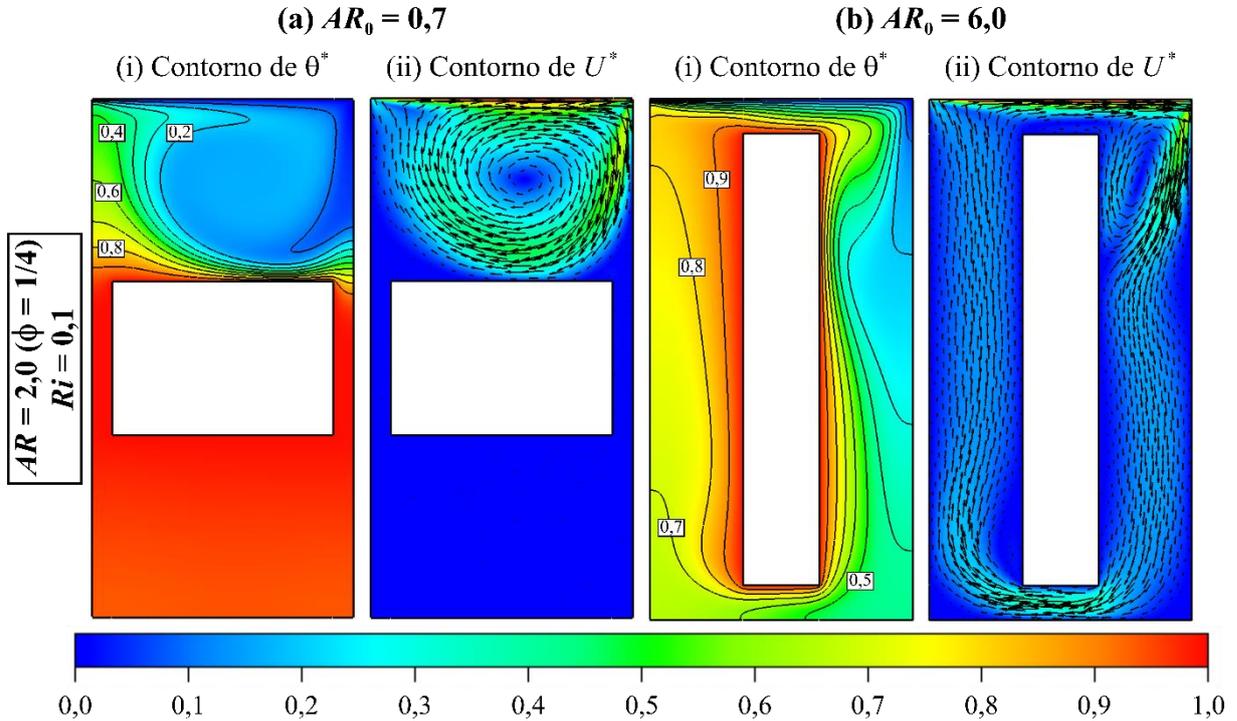


Fonte: Elaborado pelo autor.

Ainda na Fig. 4.15, observa-se que a atribuição de menores valores à AR e Ri colabora para a transferência de calor convectiva entre o escoamento e o BI no interior do sistema. Para AR , valores inferiores a 1,0 conferem à cavidade um formato horizontalmente alongado. Nesta disposição, a tampa deslizante apresenta um comprimento mais extenso, refletindo em uma maior quantidade de fluido arrastada por ela. Em razão disso, maior é a quantidade de movimento associada ao escoamento nessa configuração da cavidade, o que intensifica o processo de convecção em seu interior, como discutido nos resultados da Etapa 2. Além dessa característica, cavidades de $AR < 1,0$ também se destacam por exibirem uma fenda superior mais estreita, que torna a camada limite térmica do escoamento menos espessa entre a superfície superior do BI e a tampa deslizante, o que é benéfico para a transferência de calor. No que diz respeito ao Ri , valores menores que 1,0 são atribuídos a ele pelo aumento da velocidade de deslocamento da tampa deslizante. Em razão disso, o escoamento convectivo se dá a maiores velocidades, apresentando uma quantidade de movimento maior. Por consequência, o processo de convecção no interior da cavidade é intensificado, justificando assim o porquê da transferência de calor tenha sido mais acentuada nos casos de convecção forçada dominante ($Ri < 1$). Com base em tudo que foi observado na Fig. 4.15, pode-se afirmar que as configurações mais apropriadas para o sistema, caso o objetivo seja maximizar a transferência de calor convectiva em seu interior, são aquelas em que a cavidade apresenta um design horizontal ($AR < 1$) e o BI é verticalmente orientado ($AR_0 > 1$). Nos sistemas com esta configuração, as características favoráveis à convecção proporcionadas individualmente pela cavidade horizontal e pelo BI vertical se combinam, favorecendo a transferência de calor. Dentre os 164 diferentes designs testados para o sistema, o que mais se destacou na intensificação da transferência de calor entre o escoamento e o BI é caracterizado por $AR = 0,5$; $AR_0 = 1,5$ e $\phi = 1/4$. É com esta configuração do sistema que se alcançou o maior q^* observado nessa etapa do trabalho, cujo valor é igual a 27,69 para $Ri = 0,1$ [Fig. 4.15 (a) (i)]. Entretanto, esse valor ainda é inferior ao q_{max}^* registrado na Etapa 2, cujo valor foi igual a 31,08 para $AR = 0,35$, mantendo $AR_0 = 1,0$ (BI quadrado) fixo.

A Fig. 4.16 expõe os contornos adimensionais de (i) temperatura (θ^*) e (ii) velocidade (U^*) do escoamento na cavidade de máximo formato vertical ($AR = 2,0$) sob o cenário de convecção forçada predominante ($Ri = 0,1$). Esses contornos correspondem aos designs de $AR_0 = 0,7$ e $6,0$; que são os valores mínimo e máximo possíveis para AR_0 nesta configuração de cavidade, considerando $\phi = 1/4$ e os limites impostos a COI_x e COI_y . Sobrepostos aos contornos de velocidade adimensional, ainda são expostos os vetores de velocidade do escoamento, permitindo uma visualização mais clara de sua dinâmica no interior do sistema.

Figura 4.16 – Contornos adimensionais de (i) temperatura (θ^*) e (ii) velocidade (U^*) do escoamento no interior da cavidade de máximo formato vertical ($AR = 2,0$) com $\phi = 1/4$ e $Ri = 0,1$; obtidos com (a) $AR_0 = 0,7$ e (b) $AR_0 = 6,0$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

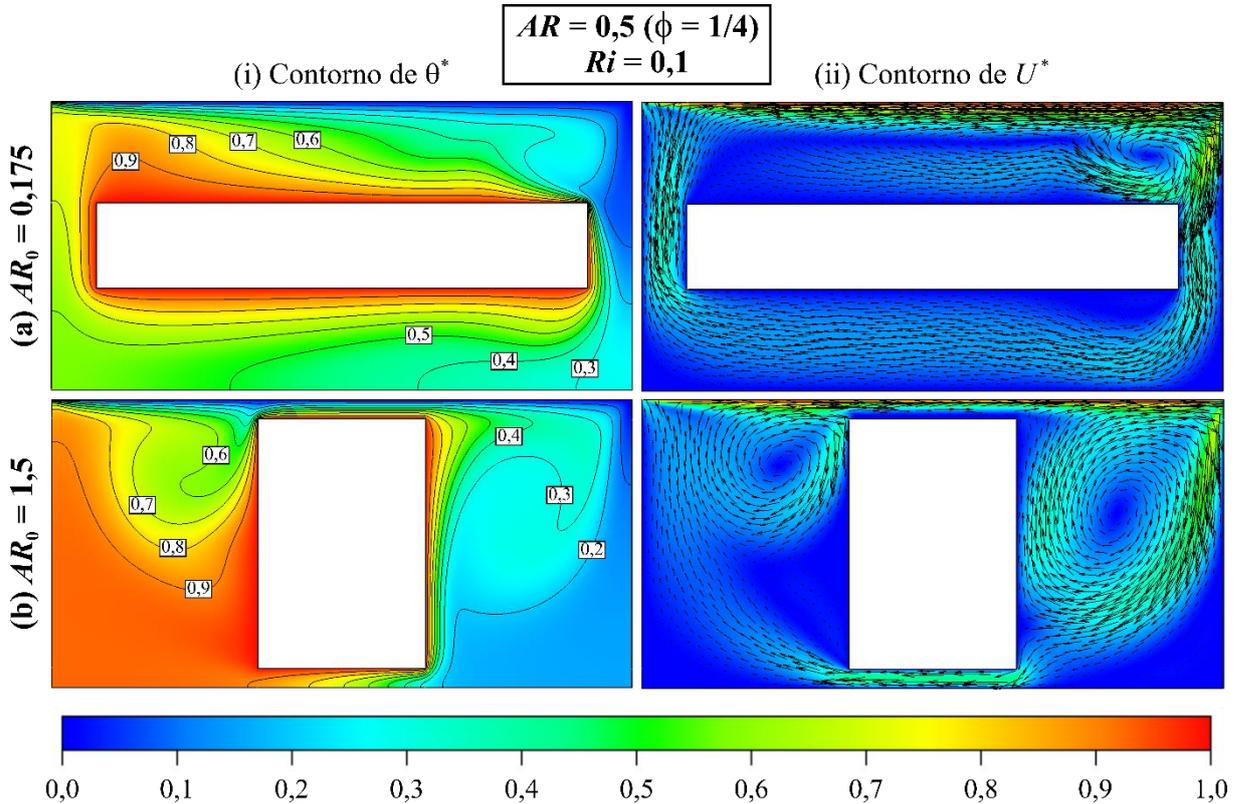
Como se pode notar, a dinâmica do escoamento no interior da cavidade é fortemente impactada por AR_0 , como evidenciam os vetores de velocidade plotados na Fig. 4.16. Para $AR_0 = 0,7$; configuração em que o BI apresenta um formato horizontal; o escoamento convectivo originado pelo movimento da tampa deslizante fica confinado na fenda superior do sistema, como apontam os vetores de velocidade apresentados na Fig. 4.16 (a) (ii). Nesse cenário, o fluido nas fendas laterais e inferior não é renovado, de modo que ele acaba por aquecer substancialmente, ao ponto de apresentar temperaturas muito próximas a do BI, vide contornos de θ^* ilustrados na Fig. 4.16 (a) (i). Por consequência, gradientes de temperatura deixam de existir nessas regiões do sistema, prejudicando a troca térmica das paredes laterais e inferior do BI, como já foi discutido em detalhes nos resultados da Etapa 2. Já para $AR_0 = 6,0$; cenário em que o BI é verticalmente alongado; o escoamento apresenta uma dinâmica diferente, conforme retratam os vetores de velocidade da Fig. 4.16 (b) (ii). Nessa configuração do sistema, o escoamento à jusante da tampa deslizante colide com a parede direita da cavidade, assumindo um movimento descendente, ao longo da fenda direita, em direção da base do sistema. Nessa região, o escoamento adota uma orientação horizontal, movendo-se para o lado esquerdo

da cavidade por meio da fenda inferior. Ao superá-la, já apresentando maiores temperaturas e, conseqüentemente, uma massa específica menor, o escoamento ascende pela fenda esquerda em direção do topo do sistema. Lá, ele entra em contato com a tampa deslizante, que o arrasta para a direita, resultando na sua reintegração ao escoamento, reiniciando assim todo esse processo. Desta maneira, a dinâmica observada se destaca pela livre circulação do escoamento por toda a extensão do sistema, permitindo que ele troque calor com todas as superfícies do BI.

As diferenças observadas na dinâmica do escoamento; confinada para $AR_0 = 0,7$ e livre para $AR_0 = 6,0$; são atribuídas a largura das fendas laterais do sistema, que é dependente do COI_x de cada configuração testada para ele. Para $AR_0 = 0,7$, maior é o COI_x ($\approx 0,85$) devido ao design horizontal que o BI possui, resultando em fendas laterais mais estreitas, que impedem que o escoamento transite da região superior do sistema para a inferior. Por consequência, o escoamento fica restrito à fenda superior, como já discutido. Em contrapartida; na configuração com $AR_0 = 6,0$; a ocupação horizontal da cavidade é menor ($COI_x \approx 0,30$), dado o design vertical que o BI possui. Nesse cenário, as fendas laterais são largas, ao ponto de não imporem dificuldades ao escoamento, que pode circular livremente por todo o sistema, conforme a dinâmica previamente detalhada. Inclusive, essa liberdade do escoamento para circular, e conseqüentemente promover a troca térmica convectiva, é que justifica o porquê dos valores superiores de q^* tenham sido alcançados com $AR_0 = 6,0$ em vez de $AR_0 = 0,7$, como registrado na Fig. 4.15 (c) (i). Portanto, pode-se afirmar que, em cavidades verticais ($AR > 1$), é aconselhável evitar a orientação horizontal do BI ($AR_0 < 1$), considerando as restrições que essa disposição impõe ao escoamento e, por conseguinte, à convecção. Assim, a recomendação é que o BI tenha um design vertical ($AR_0 > 1$).

A Fig. 4.17 expõe os contornos adimensionais de (i) temperatura (θ^*) e (ii) velocidade (U^*) do escoamento, sob a influência do mecanismo de convecção forçada ($Ri = 0,1$), no interior da cavidade horizontalmente orientada ($AR = 0,5$). Mais uma vez, os contornos apresentados correspondem aos designs de máximo formato horizontal e vertical do BI, que para $\phi = 1/4$, são alcançados com $AR_0 = 0,175$ e $1,50$, respectivamente. Sobrepostos aos contornos de velocidade adimensional, vetores de velocidade são novamente apresentados, facilitando a visualização e a compreensão da dinâmica do escoamento no interior do sistema.

Figura 4.17 – Contornos adimensionais de temperatura (θ^*) e velocidade (U^*) do escoamento no interior da cavidade de máximo formato horizontal ($AR = 0,5$) com $\phi = 1/4$ e $Ri = 0,1$; obtidos com (a) $AR_0 = 0,175$ e (b) $AR_0 = 1,5$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme indicam os vetores de velocidade plotados na Fig. 4.17, tanto na configuração do sistema em que o BI possui um formato horizontal ($AR_0 = 0,175$), quanto naquela que ele apresenta um design vertical ($AR_0 = 1,5$), o escoamento convectivo é capaz de circular por todo o interior do sistema, trocando calor com todas as superfícies do BI. Essa liberdade que o escoamento apresenta se deve ao formato horizontal que a cavidade possui, o qual propicia condições para que o escoamento migre da região superior do sistema para a inferior mesmo nas configurações de COI_x elevado, como àquelas de $AR_0 = 0,175$. Ainda que o sistema nessa configuração tenha por característica fendas laterais estreitas, dado o COI_x elevado ($\approx 0,85$) que ele possui devido à orientação horizontal do BI, o escoamento em seu interior ocorre livremente, sem qualquer impedimento. Isso acontece devido à entrada da fenda direita estar relativamente próxima ao ponto que o escoamento colide com a parede direita da cavidade nesta configuração do sistema, de modo que o escoamento descendente originado pela colisão não tem espaço suficiente para desviar da entrada da fenda, como mostra a Fig. 4.17 (a) (ii). Deste modo, mesmo que a largura reduzida da fenda dificulte a entrada do escoamento,

por falta de espaço e opções, uma grande parcela do escoamento ainda consegue penetrá-la. Essa dinâmica é o que assegura o trânsito do fluido proveniente da fenda superior do sistema para a inferior, estabelecendo um escoamento global que percorre toda a cavidade e é fundamental para o processo de convecção. É em razão disso que um valor relativamente elevado de q^* (20,65 para $Ri = 0,1$) foi observado para esta configuração específica do sistema ($AR = 0,5$ e $AR_0 = 0,175$) na Fig. 4.15 (a) (i). Mesmo que esse valor não tenha sido o maior alcançado para q^* nesse contexto em que AR e AR_0 foram, concomitantemente, adotados como os GL do sistema, ele ainda é superior ao valor de q_{max}^* (19,83) registrado na Etapa 1 deste trabalho. Isso sugere que AR e AR_0 são parâmetros, que variados em conjunto, demonstram ter uma capacidade maior de impactar positivamente a troca térmica convectiva no interior do sistema se comparados à AR e x_0^* , que foram os GL do sistema na Etapa 1.

Quanto à configuração com $AR_0 = 1,5$; na qual o BI tem um formato vertical; a dinâmica do escoamento, que também circula livremente por todo o sistema, é caracterizada pela formação de duas células convectivas de sentido horário: uma principal que praticamente engloba toda a fenda direita do sistema, e outra secundária, localizada no topo da fenda esquerda; Esses vórtices, que são claramente observados na Fig. 4.17 (b) (ii), aceleram o escoamento nas regiões em que atuam, intensificando a troca térmica convectiva entre o escoamento e o BI. Além de apresentar essas estruturas (vórtices) que são favoráveis para a transferência de calor, essa configuração do sistema tem por característica possuir fendas superior e inferior estreitas. Nesse cenário, a distância entre a superfície superior do BI e a tampa deslizante, que é a parede ativa do sistema, é mínima. Logo, os gradientes de temperatura na fenda superior são muito acentuados [Fig. 4.17 (b) (i)], o que faz a camada limite térmica do escoamento ser pouco espessa nessa região do sistema. Por consequência, a transferência de calor da parede superior do BI acaba sendo favorecida nessa situação. É por apresentar de forma combinada esses fatores benéficos para a convecção (escoamento de livre circulação com recirculações e maior proximidade do BI em relação à tampa deslizante) que as configurações que têm a cavidade horizontal ($AR < 1$) e o BI vertical ($AR_0 > 1$) se destacam na promoção de q^* . Os sistemas que possuem estas configurações, assim como aqueles que promoveram q^* de maneira mais intensa nas Etapas 1 e 2 do trabalho, compartilham uma característica geométrica comum, que é o COI_y elevado ($\approx 0,85$). Isso indica que esse parâmetro geométrico do sistema é crucial para a troca térmica convectiva em seu interior, sendo necessário considerá-lo no projeto de equipamentos ou sistemas cuja dinâmica do processo de convecção se assemelha à analisada de forma idealizada no presente trabalho.

4.3.2 Observações Gerais dos Resultados da Etapa 3

Pela admissão simultânea de AR e AR_0 como os GL do problema, 164 diferentes designs foram originados para o sistema, que avaliados para $Ri = 0,1; 1,0$ e 10 , resultaram 492 casos analisados na Etapa 3 do presente trabalho. Através dos resultados obtidos pela solução numérica de cada um desses casos, observou-se que:

i. Independentemente do formato da cavidade (horizontal, quadrado ou vertical), a taxa adimensional de transferência de calor (q^*) em seu interior mostrou ser maior nas configurações de AR_0 mais elevada (BI vertical), especialmente naquelas em que o BI possuía maiores dimensões ($\phi = 1/4$). Para a cavidade horizontal ($AR = 0,5$); com $\phi = 1/4$ e $Ri = 0,1$; o máximo valor de q^* (27,69) foi obtido quando se admitiu ao BI a sua máxima extensão vertical, dada por $AR_0 = 1,5$ para a configuração em questão. Percentualmente, q^* nesse cenário é 44 % superior ao registrado (19,22) para $AR_0 = 1,0$; que corresponde ao design padrão do BI, de formato quadrado. Para a mesma configuração, porém para os demais Ri (1,0 e 10), as diferenças observadas em q^* entre $AR_0 = 1,5$ e $AR_0 = 1,0$ foram, respectivamente, iguais a 32,2 % e 42,2 %. Tal comportamento (incremento de q^* em função de AR_0) se deve ao formato vertical que o BI assume para $AR_0 > 1,0$; que aumenta a sua área de troca térmica e reduz a distância entre a sua superfície superior e a tampa deslizante, aspectos que potencializam a sua transferência de calor;

ii. As configurações nas quais a cavidade encontrava-se horizontalmente orientada ($AR = 0,5$) mostram-se superiores às demais, especialmente se comparadas àquelas com a cavidade vertical ($AR = 2,0$). Nessa disposição, maior é a extensão da tampa deslizante, que acarreta em uma maior quantidade de fluido arrastada por ela. Logo, há um aumento na quantidade de movimento associada ao escoamento que, por consequência, intensifica o processo de convecção. Além disso, essa configuração do sistema tem por característica apresentar fendas inferior e superior estreitas. Deste modo, maior é a proximidade do BI em relação à tampa deslizante (parede ativa do sistema), o que faz a camada limite térmica do escoamento na fenda superior ser menos espessa, beneficiando a troca térmica convectiva. Somado a esses fatores, o formato horizontalmente alongado da cavidade também se destaca por permitir que o escoamento tenha total liberdade para percorrer todo o seu interior, trocando calor com todas as paredes do BI; o que não ocorre para a cavidade vertical ($AR = 2,0$). Portanto, são esses três fatores (maior extensão da tampa deslizante, menor distância entre o BI

e a tampa deslizante e livre circulação do escoamento convectivo), que explicam o porquê das configurações com a cavidade horizontal ($AR = 0,5$) tenham se destacado na promoção de q^* ;

iii. Em termos de q^* , as melhores configurações do sistema foram àquelas que tinham a cavidade horizontalmente alongada ($AR < 1$) e o BI vertical ($AR_0 > 1$). Nessa configuração, as características favoráveis à convecção proporcionadas individualmente pela cavidade horizontal e pelo BI vertical se combinam, favorecendo a transferência de calor convectiva. Entretanto, o maior valor de q^* (27,69); alcançado com $AR = 0,5$, $AR_0 = 1,5$ e $\phi = 1/4$, no cenário de convecção forçada dominante ($Ri = 0,1$); ainda foi inferior ao q_{max}^* (31,08) registrado na Etapa 2. Isso indica que, sob as condições examinadas neste estudo, a maneira mais eficaz de intensificar q^* não está na variação simultânea de AR e AR_0 , mas sim ao assumir o valor mínimo possível para AR , mantendo $AR_0 = 1,0$ fixo, como realizado no Etapa 2.

Com base nas observações realizadas, pode-se afirmar que no contexto da Etapa 3, os melhores designs em termos de q^* possuem a cavidade horizontalmente orientada ($AR < 1,0$) e o BI vertical ($AR_0 > 1$). Contudo, essas configurações ainda são inferiores as que tiveram maior destaque na promoção de q^* na Etapa 2, que possuíam a cavidade horizontal e o BI quadrado ($AR_0 = 1$). Em ambos os cenários, assim como na Etapa 1, as melhores configurações do sistema compartilham uma característica geométrica comum, que é o COI_y , elevado ($\approx 0,85$). Logo, esse parâmetro geométrico mostra-se fundamental para a transferência de calor convectiva dentro da cavidade, devendo ser considerado no projeto de equipamentos/sistema compactos cujo processo de convecção interno assemelha-se ao retratado de forma ideal nesse trabalho.

5 CONCLUSÕES

Pela ótica do design construtal, investigou-se neste trabalho o processo de convecção no interior de uma cavidade de tampa deslizante com um bloco isotérmico (BI) dentro, que representa, de forma idealizada, o problema de arrefecimento de componentes eletrônicos em espaços confinados. O objetivo desse trabalho foi maximizar a transferência de calor convectiva no interior da cavidade, determinada pela taxa adimensional de transferência de calor (q^*) nas paredes do BI. Na condução desse estudo, diversas configurações foram testadas para o sistema (cavidade + BI) pela imposição de três diferentes graus de liberdade (GL): a razão de aspecto da cavidade (AR), a razão de aspecto do bloco isotérmico (AR_0) e a posição horizontal adimensional do BI no interior da cavidade (x_0^*). Além desses parâmetros, o tamanho do BI – simbolizado por ϕ – também foi considerado. Nesse sentido, quatro diferentes tamanhos foram contemplados ao BI ($\phi = 1/4; 1/8; 1/16$ e $1/32$), possibilitando a análise de seus efeitos sobre o escoamento e a troca térmica nos três regimes de convecção explorados: convecção forçada ($Ri = 0,1$), mista ($Ri = 1,0$) e natural ($Ri = 10$).

Fixando $AR = 1$ (cavidade quadrada) e variando AR_0 , observou-se que a troca térmica convectiva entre o escoamento e o BI foi mais efetiva nas configurações de $AR_0 > 1$. Nesse design, o formato vertical que o BI assume maximiza a sua área de troca térmica, ao passo que também que aumenta a proximidade de sua parede superior em relação à tampa deslizante da cavidade, que é a parede ativa do sistema. Por essas duas características, ambas favoráveis à intensificação da transferência de calor, é que os blocos verticalmente alongados, destacaram-se na promoção de q^* nas configurações em que a cavidade foi mantida quadrada. No cenário oposto, em que se manteve o BI quadrado ($AR_0 = 1$) e variou-se AR , constatou-se que a transferência de calor foi mais acentuada nas configurações em que a cavidade apresentava um formato horizontal ($AR < 1$). Tal comportamento pôde ser atribuído a múltiplos fatores, desde a maior quantidade de movimento associada ao escoamento em razão da maior extensão da tampa deslizante, até a menor espessura da camada limite térmica que se desenvolve na fenda superior do sistema, que nessa configuração é estreita. Adicionalmente, a disposição horizontal da cavidade tem por característica fendas laterais mais amplas, que facilitam a livre circulação do escoamento que pode percorrer todo o seu interior, trocando calor com todas as paredes do BI, o que é fundamental para a troca térmica convectiva. Quanto aos efeitos de x_0^* sobre a convecção, ficou provado que esse parâmetro tem uma grande influência sobre a dinâmica do escoamento e da transferência de calor no interior do sistema. Embora a busca por uma posição horizontal ideal para o BI – diferente da padrão, com ele

centralizado ($x_0^* = 0,5$) – não tenha produzido ganhos expressivos em q^* ; através dela é que se pode perceber que o seu posicionamento nas extremidades laterais da cavidade deve ser evitado. Logo, o correto posicionamento do BI está muito mais relacionado a prevenir que ele seja alocado em um local inadequado, que comprometa o escoamento e a transferência de calor, do que realmente posicioná-lo em sua posição horizontal ótima.

De maneira geral, os melhores designs do sistema são aqueles que possuem a cavidade horizontal ($AR < 1$) e o BI verticalmente alongado ($AR_0 > 1$). Essa configuração permite que o escoamento possa circular livremente por todas as regiões da cavidade, além de aproximar a parede superior do BI em relação à tampa deslizante. Ou seja, nessa configuração há uma associação das características favoráveis à convecção proporcionadas individualmente pela cavidade horizontal e o BI vertical. Entretanto, apesar dessa combinação de fatores oportunos para a transferência de calor, o máximo valor de q^* (31,08) foi alcançado com a cavidade horizontalmente alongada ($AR = 0,35$) e o BI quadrado ($AR_0 = 1$), com $\phi = 1/4$ e $Ri = 0,1$. Logo, dentro do universo das 280 configurações analisadas para o sistema nesse trabalho, esta é a mais apropriada para a promoção de q^* .

5.1 PERSPECTIVAS FUTURAS

Dada a importância demonstrada da largura da fenda superior do sistema para a transferência de calor convectiva do bloco isotérmico (BI), sugere-se para trabalhos futuros que a posição vertical adimensional do BI no interior da cavidade (y_0^*) seja admitida como um grau de liberdade (GL) do sistema, permitindo a análise dos seus efeitos sobre a troca térmica. Acredita-se que ao orientar a cavidade e o BI horizontalmente, aproximando o BI em relação à tampa deslizante (parede ativa do sistema) pela variação de y_0^* , valores elevados de q^* sejam alcançados. Esses valores podem inclusive ser mais expressivos do que os observados neste estudo, uma vez que, nessa configuração projetada para o sistema, o BI terá sua área de troca térmica maximizada, mantendo uma distância reduzida da parede ativa do sistema. Adicionalmente, pode-se avaliar o processo de convecção no interior da cavidade considerando um nanofluido – com partículas metálicas dispersas – como fluido de trabalho. Estudos como já existem na literatura, porém a grande maioria foi conduzida de maneira simplificada, considerando que a concentração das nanopartículas metálicas no fluido base é homogênea, como o apresentado no 27th *International Congress of Mechanical Engineering* – COBEM (Apêndice C). O interessante seria uma investigação mais complexa, implementando algum modelo que permita avaliar o impacto da dinâmica do escoamento, que é influenciada pelo design do sistema, sobre a concentração das nanopartículas, como o modelo de Buongiorno (BUONGIORNO, 2006).

REFERÊNCIAS

ABBOU, B. et al. Effect of aspect ratio and nonuniform temperature on mixed convection in a double lid-driven cavity. **Numerical Heat Transfer; Part A: Applications**, v. 83, n. 3, p. 237–247, 2023.

ABU-NADA, E.; CHAMKHA, A. J. Mixed convection flow of a nanofluid in a lid-driven cavity with a wavy wall. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 57, p. 36–47, 2014.

AL-AMIRI, A. et al. Effect of sinusoidal wavy bottom surface on mixed convection heat transfer in a lid-driven cavity. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, n. 9–10, p. 1771–1780, maio 2007.

AL-AMIRI, A. M.; KHANAFER, K. M.; POP, I. Numerical simulation of combined thermal and mass transport in a square lid-driven cavity. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 46, n. 7, p. 662–671, 2007.

ALDRIGHI, E. S. **Análise Numérica da Geometria de Aletas Inseridas em Cavidades Dirigidas em Escoamentos com Transferência por Convecção Forçada**. Dissertação de Mestrado—Rio Grande: Universidade Federal do Rio Grande, jul. 2016.

ALEX, S. S. **Association between physical activity paradox and risk variables for cardiovascular disease**. Disponível em: <<https://www.news-medical.net/news/20220511/Association-between-physical-activity-paradox-and-risk-variables-for-cardiovascular-disease.aspx>>. Acesso em: 27 jun. 2022.

ALI, M. M.; AKHTER, R.; ALIM, M. A. Performance of flow and heat transfer analysis of mixed convection in Casson fluid filled lid driven cavity including solid obstacle with magnetic impact. **SN Applied Sciences**, v. 3, n. 2, 1 fev. 2021.

ALLEBORN, N.; RASZILLIER, H.; DURST, F. Lid-driven cavity with heat and mass transport. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 42, p. 833–853, 1999.

ALSABERY, A. I. et al. Two-phase nanofluid model and magnetic field effects on mixed convection in a lid-driven cavity containing heated triangular wall. **Alexandria Engineering Journal**, v. 59, n. 1, p. 129–148, 1 fev. 2020.

ALSABERY, A. I. et al. Impact of two-phase hybrid nanofluid approach on mixed convection inside wavy lid-driven cavity having localized solid block. **Journal of Advanced Research**, v. 30, p. 63–74, 1 maio 2021.

ALSHAER, W. G. et al. Thermal management of electronic devices using carbon foam and PCM/nano-composite. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 89, p. 79–86, 2015.

BALOOTAKI, A. A.; KARIMIPOUR, A.; TOGHRAEI, D. Nano scale lattice Boltzmann method to simulate the mixed convection heat transfer of air in a lid-driven cavity with an endothermic obstacle inside. **Physica A: Statistical Mechanics and its Applications**, v. 508, p. 681–701, 15 out. 2018.

BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**. 4th Ed ed. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc, 2013.

BEJAN, A. **The Physics of Life: The Evolution of Everything**. New York: St. Martin's Press, 2016a. v. 114

BEJAN, A. The constructal law. Em: BEJAN, A. (Ed.). **Advanced Engineering Thermodynamics**. 4th. ed. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc, 2016b. p. 646–724.

BEJAN, A.; ALMOGBEL, M. Constructal T-shaped fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 43, p. 2101–2115, 2000.

BEJAN, A.; LORENTE, S. Constructal theory of generation of configuration in nature and engineering. **Journal of Applied Physics**, v. 100, n. 4, 2006.

BEJAN, A.; LORENTE, S. Constructal tree-shaped flow structures. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 4, p. 755–761, 2007.

BEJAN, A.; LORENTE, S. **Design with Constructal Theory**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc, 2008.

BEJAN, A.; LORENTE, S. The constructal law and the evolution of design in nature. **Physics of Life Reviews**, v. 8, n. 3, p. 209–240, 2011.

BERGMAN, T. L. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2017.

BISERNI, C. et al. Constructal design of T-shaped morphing fins coupled with a trapezoidal basement: A numerical investigation by means of exhaustive search and genetic algorithm. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 109, p. 73–81, 2017.

BISWAS, N.; MANNA, N. K.; MAHAPATRA, P. S. Enhanced thermal energy transport using adiabatic block inside lid-driven cavity. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 100, p. 407–427, 1 set. 2016.

BOONMA, K. et al. Prediction of battery thermal behaviour in the presence of a constructal theory-based heat pipe (CBHP): A multiphysics model and pattern-based machine learning approach. **Journal of Energy Storage**, v. 48, n. October 2021, p. 103963, 2022.

BUONGIORNO, J. Convective transport in nanofluids. **Journal of Heat Transfer**, v. 128, n. 3, p. 240–250, mar. 2006.

BURGGRAF, O. R. Analytical and numerical studies of the structure of steady separated flows. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 24, n. 1, p. 113–151, 1966.

CELIK, I. B. et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. **Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME**, v. 130, n. 7, p. 0780011–0780014, 2008.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa: uma abordagem prática**. 4° ed. Porto Alegre: AMGH Editora, 2012.

CHEN, L. et al. Constructal design for dual-pressure axial-flow turbine in organic Rankine cycle. **Energy Reports**, v. 8, p. 45–55, 1 nov. 2022.

CHEN, S.; MIGUEL, A. F.; AYDIN, M. Constructal design in the cooling and hydraulic performance of tube heat sinks. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 129, 1 dez. 2021.

CHO, C. C.; CHEN, C. L.; CHEN, C. K. Mixed convection heat transfer performance of water-based nanofluids in lid-driven cavity with wavy surfaces. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 68, p. 181–190, jun. 2013.

CHOWDHURY, K.; ALIM, MD. A. Mixed Convection in a Double Lid-Driven Wavy Shaped Cavity Filled with Nanofluid Subject to Magnetic Field and Internal Heat Source. **Journal of Applied Mathematics**, v. 2023, p. 1–13, 14 mar. 2023.

CHOWDHURY, M.; KUMAR, B. V. R. Study of unsteady non-Newtonian fluid flow behavior in a two-sided lid-driven cavity at different aspect ratios. **Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics**, v. 312, 1 fev. 2023.

ÇOLAK, E.; EKICI, Ö.; ÖZTOP, H. F. Mixed convection in a lid-driven cavity with partially heated porous block. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 126, 1 jul. 2021.

ÇOLAK, E.; ÖZTOP, H. F.; EKICI, Ö. MHD mixed convection in a chamfered lid-driven cavity with partial heating. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 156, 1 ago. 2020.

CONG, R. et al. **Mixed convection flow of nanofluid in a square enclosure with an intruded rectangular fin**. AIP Conference Proceedings. **Anais...American Institute of Physics Inc.**, 12 jul. 2016.

CONG, R. et al. Constructal design of a rectangular fin in a mixed convective confined environment. **Inventions**, v. 3, n. 2, 1 jun. 2018.

CRUZ, S. **Significado de Neurona**. Disponível em: <<https://significado.com/neurona/>>. Acesso em: 27 jun. 2022.

CUNEGATTO, E. H. T. et al. Constructal design of passive micromixers with multiple obstacles via computational fluid dynamics. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 215, 15 nov. 2023.

CUNEGATTO, E. H. T.; GOTARDO, M.; ZINANI, F. S. F. Numerical analysis of tube arrangements with one, two, and four degrees of freedom for heat transfer with pseudoplastic fluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 208, p. 124080, jul. 2023.

DA SILVEIRA, T. et al. Numerical simulation and constructal design applied to biaxial elastic buckling of plates of composite material used in naval structures. **Composite Structures**, v. 290, 15 jun. 2022.

DARZI, A. A. R.; FARHADI, M.; LAVASANI, A. M. Two phase mixture model of nano-enhanced mixed convection heat transfer in finned enclosure. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 111, p. 294–304, 1 jul. 2016.

DE BARROS, A. S. et al. Numerical Study and Geometrical Investigation of an Onshore Overtopping Device Wave Energy Converter with a Seabed Coupled Structure. **Journal of Marine Science and Engineering**, v. 11, n. 2, 1 fev. 2023.

DE LIMA, Y. T. B. et al. Geometric analysis through the constructal design of a sea wave energy converter with several coupled hydropneumatic chambers considering the oscillating water column operating principle. **Applied Sciences (Switzerland)**, v. 11, n. 18, 1 set. 2021.

DOS SANTOS, E. D. et al. Analysis of mixed convection in transient laminar and turbulent flows in driven cavities. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, n. 21–22, p. 4585–4595, 2011.

DOS SANTOS, E. D. et al. Numerical study of the effect of the relative depth on the overtopping wave energy converters according to constructal design. **Defect and Diffusion Forum**, v. 348, p. 232–244, 2014.

DOS SANTOS, E. D. et al. The Constructal Design Applied to Renewable Energy Systems. Em: RICÓN-MEJÍA, E.; HERAS, A. DE LAS (Eds.). **Sustainable Energy Technologies**. Boca Raton: CRC Press, 2017. p. 45–62.

DUTRA, R. F. et al. Constructal design of an arterial bypass graft. **Heat Transfer**, v. 49, n. 7, p. 4019–4039, 2020a.

DUTRA, R. F. et al. Constructal design of an arterial bypass graft. **Heat Transfer**, v. 49, n. 7, p. 4019–4039, 2020b.

DUTRA, R. F. et al. Effect of non-Newtonian fluid rheology on an arterial bypass graft: A numerical investigation guided by constructal design. **Computer Methods and Programs in Biomedicine**, v. 201, 2021.

ESFE, M. H.; AKBARI, M.; KARIMIPOUR, A. Mixed convection in a lid-driven cavity with an inside hot obstacle filled by an Al₂O₃–water nanofluid. **Journal of Applied Mechanics and Technical Physics**, v. 56, n. 3, p. 443–453, 1 maio 2015.

ESTRADA, E. D. S. D. et al. Constructal Design Associated to Genetic Algorithm of Asymmetric V-Shaped Pathways. **Journal of Heat Transfer**, v. 137, n. 6, 1 jun. 2015.

ESTRADA, E. S. D. et al. Constructal design of tree shaped cavities inserted into a cylindrical body with heat generation. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 152, 1 jun. 2020.

FENG, H. et al. Constructal design of a shell-and-tube heat exchanger for organic fluid evaporation process. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 131, p. 750–756, 1 mar. 2019.

FENG, H. et al. Multi-objective constructal optimization for marine condensers. **Energies**, v. 14, n. 17, p. 1–18, 2021.

FENG, H. et al. Constructal design for tree-shaped compound heat transfer channel in a disc heat generation body. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 132, n. February, p. 105929, 2022a.

FENG, H. et al. Optimal Design of a Dual-Pressure Steam Turbine for Rankine Cycle Based on Constructal Theory. **Energies**, v. 15, n. 13, 1 jul. 2022b.

FISCHER, A. **Electronics Enclosure Cooling: Forced Convection Simulation**. Disponível em: <<https://www.simscale.com/blog/electronic-enclosure-cooling-forced-convection-simulation/>>. Acesso em: 10 nov. 2023.

FRANCISCO, A. A. P. **Simulação Numérica de Grandes Escalas em Cavidades Tridimensionais com Tampa Deslizante Utilizando Modelagem Dinâmica**. Tese de Doutorado—Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2006.

FRANCO, A. **How to Increase Airflow in PC case? (Steps, Guides)**. Disponível em: <<https://www.pctechkits.com/how-to-increase-airflow-in-pc-case/>>. Acesso em: 10 nov. 2023.

GANGAWANE, K. M. Computational analysis of mixed convection heat transfer characteristics in lid-driven cavity containing triangular block with constant heat flux: Effect of Prandtl and Grashof numbers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 105, p. 34–57, 2017.

GANGAWANE, K. M.; MANIKANDAN, B. Mixed convection characteristics in lid-driven cavity containing heated triangular block. **Chinese Journal of Chemical Engineering**, v. 25, n. 10, p. 1381–1394, 2017.

GANGAWANE, K. M.; OZTOP, H. F.; ABU-HAMDEH, N. Mixed convection characteristic in a lid-driven cavity containing heated triangular block: Effect of location and size of block. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 124, p. 860–875, 2018.

GANGAWANE, K. M.; OZTOP, H. F.; ALI, M. E. Mixed convection in a lid-driven cavity containing triangular block with constant heat flux: Effect of location of block. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 152, n. January, p. 492–511, 2019.

GANJEHKAVIRI, A.; MOHD JAAFAR, M. N. Multi-objective particle swarm optimization of flat plate solar collector using constructal theory. **Energy**, v. 194, 1 mar. 2020.

GERIDONMEZ, B. P.; OZTOP, H. F. Mixed Convection Heat Transfer in a Lid-Driven Cavity under the Effect of a Partial Magnetic Field. **Heat Transfer Engineering**, p. 1–13, 2020.

GIBANOV, N. S. et al. Effect of uniform inclined magnetic field on mixed convection in a lid-driven cavity having a horizontal porous layer saturated with a ferrofluid. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 114, p. 1086–1097, 2017.

GOMES, M. et al. Constructal Design Applied to the Geometric Evaluation of an Oscillating Water Column Wave Energy Converter Considering Different Real Scale Wave Periods. **Journal of Engineering Thermophysics**, v. 27, n. 2, p. 173–190, 1 abr. 2018.

GONZALES, G. V. et al. Investigation on the Association of Differential Evolution and Constructal Design for Geometric Optimization of Double Y-Shaped Cooling Cavities Inserted into Walls with Heat Generation. **Applied Sciences (Switzerland)**, v. 13, n. 3, 1 fev. 2023.

GONZALES, G. V. et al. Constructal Design and Simulated Annealing applied to the geometric optimization of an isothermal Double T-shaped cavity. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 174, p. 121268, 2021.

GOODARZI, M. et al. Develop the nano scale method of lattice Boltzmann to predict the fluid flow and heat transfer of air in the inclined lid driven cavity with a large heat source inside, Two case studies: Pure natural convection & mixed convection. **Physica A: Statistical Mechanics and its Applications**, v. 509, p. 210–233, 1 nov. 2018.

GOULART, M. M. et al. Constructal design of an onshore overtopping device in real scale for two different depths. **Marine Systems and Ocean Technology**, v. 10, n. 2, p. 120–129, 2015.

GUO, G.; SHARIF, M. A. R. Mixed convection in rectangular cavities at various aspect ratios with moving isothermal sidewalls and constant flux heat source on the bottom wall. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 43, n. 5, p. 465–475, maio 2004.

HAQ, R. U. et al. Partially heated lid-driven flow in a hexagonal cavity with inner circular obstacle via FEM. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 117, 1 out. 2020.

HAZARIKA, S. A. et al. A novel optimum constructal fork-shaped fin array design for simultaneous heat and mass transfer application in a space-constrained situation. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 150, 1 abr. 2020.

HEITOR REIS, A. Constructal view of the scaling laws of street networks - the dynamics behind geometry. **Physica A: Statistical Mechanics and its Applications**, v. 387, n. 2–3, p. 617–622, 2008.

HELBIG, D. et al. Study about buckling phenomenon in perforated thin steel plates employing computational modeling and constructal design method. **Latin American Journal of Solids and Structures**, v. 13, n. 10, p. 1912–1936, 2016.

HEROUZ, K. et al. Analysis of nano-encapsulated phase change material confined in a double lid-driven hexagonal porous chamber with an obstacle under magnetic field. **Journal of Energy Storage**, v. 61, p. 106736, maio 2023.

HUANG, T.; LIM, H. C. Simulation of lid-driven cavity flow with internal circular obstacles. **Applied Sciences (Switzerland)**, v. 10, n. 13, 1 jul. 2020.

HUSSAIN, S.; ALY, A. M.; ÖZTOP, H. F. Magneto-bioconvection flow of hybrid nanofluid in the presence of oxytactic bacteria in a lid-driven cavity with a streamlined obstacle. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 134, n. April, 2022.

HUSSAIN, S.; JAMAL, M.; GERIDONMEZ, B. P. Impact of fins and inclined magnetic field in double lid-driven cavity with Cu–water nanofluid. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 161, 1 mar. 2021.

IMPIOMBATO, A. N. et al. Pulsatile flow through an idealized arterial bypass graft: an application of the constructal design method. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 43, n. 8, p. 1–10, 2021a.

IMPIOMBATO, A. N. et al. Constructal Design Of An Idealize Arterial Bypass Graft: Effect Of The Bypass Attachment Pointon Resistance To Flow. **Journal of Applied and Computational Mechanics**, v. 7, n. 1, p. 334–344, 2021b.

ISLAM, A. W.; SHARIF, M. A. R.; CARLSON, E. S. Mixed convection in a lid driven square cavity with an isothermally heated square blockage inside. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, n. 19–20, p. 5244–5255, 2012.

IWATSU, R.; HYUN, J. M.; KUWAHARA, K. Mixed convection in a driven cavity with a stable vertical temperature gradient. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 36, n. 6, p. 1601–1608, 1993.

KANDASAMY, R.; WANG, X. Q.; MUJUMDAR, A. S. Application of phase change materials in thermal management of electronics. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 17–18, p. 2822–2832, dez. 2007.

KAREEM, A. K.; GAO, S. Mixed convection heat transfer of turbulent flow in a three-dimensional lid-driven cavity with a rotating cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 112, p. 185–200, 2017.

KAREEM, A. K.; GAO, S. A comparison study of mixed convection heat transfer of turbulent nanofluid flow in a three-dimensional lid-driven enclosure with a clockwise versus an anticlockwise rotating cylinder. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 90, n. November 2017, p. 44–55, 2018.

KAREEM, A. K.; GAO, S.; AHMED, A. Q. Unsteady simulations of mixed convection heat transfer in a 3D closed lid-driven cavity. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 100, p. 121–130, 2016.

KEFAYATI, G. H. R.; TANG, H. MHD mixed convection of viscoplastic fluids in different aspect ratios of a lid-driven cavity using LBM. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 124, p. 344–367, 1 set. 2018.

KHAN, N. Z. et al. Mixed convective thermal transport in a lid-driven square enclosure with square obstacle. **Alexandria Engineering Journal**, v. 64, p. 981–998, 1 fev. 2023.

KHAN, Z. H. et al. Hybrid nanofluid flow around a triangular-shaped obstacle inside a split lid-driven trapezoidal cavity. **European Physical Journal: Special Topics**, v. 231, n. 13–14, p. 2749–2759, 1 set. 2022.

KHANAFAER, K. Comparison of flow and heat transfer characteristics in a lid-driven cavity between flexible and modified geometry of a heated bottom wall. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 78, p. 1032–1041, 2014.

KHANAFAER, K.; AITHAL, S. M. Mixed convection heat transfer in a lid-driven cavity with a rotating circular cylinder. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 86, p. 131–142, 2017.

KIM, W.-W.; MENON, S. An unsteady incompressible Navier-Stokes solver for large eddy simulation of turbulent flows. **Int. J. Numer. Meth. Fluids**, v. 31, p. 983–1017, 1999.

KLEIN, R. J. et al. Constructal Design of tube arrangements for heat transfer to non-Newtonian fluids. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 133, p. 590–597, 1 nov. 2017.

KOREI, Z. et al. MHD mixed convection and irreversibility analysis of hybrid nanofluids in a partially heated lid-driven cavity chamfered from the bottom side. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 132, 1 mar. 2022.

KRASSOWSKI, A. **What does Decentralization mean?** Disponível em: <<https://medium.com/@dappsec/what-is-decentralization-3467e40ce899>>. Acesso em: 27 jun. 2022.

KUMAR, S. et al. Mixed Convection in a Lid-Driven Cavity with Triangular Corrugations and Built-in Triangular Block. **Chemical Engineering and Technology**, v. 45, n. 9, p. 1545–1558, 1 set. 2022.

KUMAR, S.; GANGAWANE, K. M.; OZTOP, H. F. A numerical study of mixed convection in a two-sided lid-driven tall cavity containing a heated triangular block for non-Newtonian power-law fluids. **Heat Transfer**, v. 50, n. 5, p. 4806–4829, 1 jul. 2021.

LI, J. et al. Compliance-tunable thermal interface materials based on vertically oriented carbon fiber arrays for high-performance thermal management. **Composites Science and Technology**, v. 234, 22 mar. 2023.

LIN, L. S.; CHEN, Y. C.; LIN, C. A. Multi relaxation time lattice Boltzmann simulations of deep lid driven cavity flows at different aspect ratios. **Computers and Fluids**, v. 45, n. 1, p. 233–240, jun. 2011.

LORENTE, S. Tree flow networks in urban design. Em: BEJAN, A; MERKX, G. W. (Ed.). **Constructal Theory of Social Dynamics**. New York: Springer, 2007. p. 51–70.

LORENZINI, G. et al. Constructal design of convective Y-shaped cavities by means of genetic algorithm. **Journal of Heat Transfer**, v. 136, n. 7, p. 1–11, 2014a.

LORENZINI, G. et al. Constructal design of T-shaped assemblies of fins cooling a cylindrical solid body. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 83, n. 1, p. 96–103, 2014b.

LORENZINI, G. et al. Constructal design of rectangular fin intruded into mixed convective lid-driven cavity flows. **Journal of Heat Transfer**, v. 138, n. 10, p. 1–12, 2016.

LORENZINI, G.; BISERNI, C.; ROCHA, L. A. O. Constructal design of X-shaped conductive pathways for cooling a heat-generating body. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 58, n. 1–2, p. 513–520, 2013a.

LORENZINI, G.; BISERNI, C.; ROCHA, L. A. O. Constructal design of non-uniform X-shaped conductive pathways for cooling. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 71, p. 140–147, set. 2013b.

LORENZINI, G.; OLIVEIRA ROCHA, L. A. Constructal design of Y-shaped assembly of fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, n. 23–24, p. 4552–4557, nov. 2006.

LORENZINI, G.; ROCHA, L. A. O. Constructal design of T-Y assembly of fins for an optimized heat removal. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 5–6, p. 1458–1463, fev. 2009.

MAMOURIAN, M. et al. Optimization of mixed convection heat transfer with entropy generation in a wavy surface square lid-driven cavity by means of Taguchi approach. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 102, p. 544–554, 1 nov. 2016.

MANCHANDA, M.; GANGAWANE, K. M. Mixed convection in a two-sided lid-driven cavity containing heated triangular block for non-Newtonian power-law fluids. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 144, n. June, p. 235–248, 2018.

MANSOUR, M. A.; BAKIER, M. A. Y. Magnetohydrodynamic mixed convection of TiO₂-Cu/water between the double lid-driven cavity and a central heat source surrounding by a wavy tilted domain of porous medium under local thermal non-equilibrium. **SN Applied Sciences**, v. 5, n. 2, 1 fev. 2023.

MARTINS, J. C. et al. Geometric evaluation of the main operational principle of an overtopping wave energy converter by means of Constructal Design. **Renewable Energy**, v. 118, p. 727–741, 2018.

MARTINS, J. C. et al. Constructal Design of an Overtopping Wave Energy Converter Incorporated in a Breakwater. **Journal of Marine Science and Engineering**, v. 10, n. 4, 1 abr. 2022.

MEKROUSSI, S. et al. Analysis of mixed convection in an inclined lid-driven cavity with a wavy wall. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 27, n. 7, p. 2181–2190, jul. 2013.

MESGARPOUR, M. et al. An investigation of the thermal behavior of constructal theory-based pore-scale porous media by using a combination of computational fluid dynamics

and machine learning. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 194, p. 123072, 2022.

MOAYEDI, H.; AMANIFARD, N.; DEYLAMI, H. M. A comparative study of the effect of fin shape on mixed convection heat transfer in a lid-driven square cavity. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 44, n. 8, 1 ago. 2022.

MORAGA, N. O.; MARAMBIO, M. A.; CABRALES, R. C. Geometric multigrid technique for solving heat convection-diffusion and phase change problems. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 88, n. September, p. 108–119, 2017.

MORSHED, K. N.; SHARIF, M. A. R.; ISLAM, A. W. Laminar Mixed Convection in a Lid-Driven Square Cavity with Two Isothermally Heated Square Internal Blockages. **Chemical Engineering Communications**, v. 202, n. 9, p. 1176–1190, 2015.

MUSTAFA, A. W. Constructal design of multi-scale diamond-shaped pin fins cooled by mixed convection. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 145, 1 nov. 2019.

MUSTAFA, A. W.; SALMAN, H. M.; HASAN, B. O. Maximization of heat transfer density from radially finned tubes in cross-flow using the constructal design method. **Heat Transfer**, v. 52, n. 1, p. 354–377, 1 jan. 2023.

NASRIN, R. Aspect Ratio Effect of Vertical Lid Driven Chamber Having a Centered Conducting Solid on Mixed Magnetoconvection. **Journal of Scientific Research**, v. 3, n. 3, p. 501–513, 2011.

NASRIN, R.; PARVIN, S. Hydromagnetic effect on mixed convection in a lid-driven cavity with sinusoidal corrugated bottom surface. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 38, n. 6, p. 781–789, jul. 2011.

NITHYADEVI, N. et al. Mixed convection analysis in heat transfer enhancement of a nanofluid filled porous enclosure with various wall speed ratios. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 113, p. 716–729, 2017.

OZTOP, H. F.; AL-SALEM, K.; POP, I. MHD mixed convection in a lid-driven cavity with corner heater. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, n. 15–16, p. 3494–3504, jul. 2011.

OZTOP, H. F.; ZHAO, Z.; YU, B. Fluid flow due to combined convection in lid-driven enclosure having a circular body. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 30, n. 5, p. 886–901, 2009.

PETRY, A. P.; AWRUCH, A. M. Large Eddy Simulation of Three-Dimensional Turbulent Flows by the Finite Element Method. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 28, n. 2, p. 224–232, 2006.

POLETTI, V. G. **Estudo da Convecção em Cavidade Quadrada com o Topo Deslizante Preenchida com Bloco Sólido Condutor de Calor**. Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Industrial Mecânica—Curitiba: Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2015.

PRASAD, A. K.; KOSEFF, J. R. Reynolds number and end-wall effects on a lid-driven cavity flow. **Physics of Fluids A**, v. 1, n. 2, p. 208–218, 1989.

PRASAD, A. K.; KOSEFF, J. R. Combined forced and natural convection heat transfer in a deep lid-driven cavity flow. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 17, n. 5, p. 460–467, 1996.

RAHMAN, M. M.; ALIM, M. A.; SARKER, M. M. A. Numerical study on the conjugate effect of joule heating and magneto-hydrodynamics mixed convection in an obstructed lid-driven square cavity. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 37, n. 5, p. 524–534, 2010.

RAIS, A. I. et al. Influence of heat generation/absorption on mixed convective flow in a lid-driven chamber with isothermal rotating cylinder. **Annals of Nuclear Energy**, v. 182, 1 mar. 2023.

RAZERA, A. L. et al. Constructal design of a triangular fin inserted in a cavity with mixed convection lid-driven flow. **Defect and Diffusion Forum**, v. 372, p. 188–201, 2017.

RAZERA, A. L. et al. Constructal design of a semi-elliptical fin inserted in a lid-driven square cavity with mixed convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 126, p. 81–94, 2018.

RAZERA, A. L. et al. A constructal approach applied to the cooling of semi-elliptical blocks assembled into a rectangular channel under forced convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 184, p. 122293, 2022.

Refrigerated Warehouses and Cold Rooms. Disponível em: <<https://e-4epcm.it/en/refrigerated-warehouses-and-cold-rooms/>>. Acesso em: 10 nov. 2023.

REIS, A. H. Constructal view of scaling laws of river basins. **Geomorphology**, v. 78, n. 3–4, p. 201–206, 2006.

REIS, A. H.; MIGUEL, A. F.; AYDIN, M. Constructal theory of flow architecture of the lungs. **Medical Physics**, v. 31, n. 5, p. 1135–1140, 2004.

ROACHE, P. J. **Verification and Validation in Computational Science and Engineering**. Albuquerque: Hermosa Publishers, 1998.

RODRIGUES, P. M. **Estudo Numérico e Avaliação Geométrica da Transferência de Calor por Convecção Mista em uma Cavidade Dirigida com Duas Aletas Inseridas**. Dissertação de Mestrado—Rio Grande: Universidade Federal do Rio Grande, nov. 2018.

RODRIGUES, P. M. et al. Geometric optimization of a lid-driven cavity with two rectangular intrusions under mixed convection heat transfer: A numerical investigation motivated by constructal design. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 117, p. 104759, 2020.

SAHIN, M.; OWENS, R. G. A novel fully implicit finite volume method applied to the lid-driven cavity problem-Part I: High Reynolds number ow calculations. **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, v. 42, p. 57–77, 2003.

SANTOS, F. DA S. **Análise da Convecção em Cavidade com o Topo Deslizante Preenchida com Meio Poroso Heterogêneo**. Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica—Curitiba: Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2016.

SELIMEFENDIGIL, F. Mixed convection in a lid-driven cavity filled with single and multiple-walled carbon nanotubes nanofluid having an inner elliptic obstacle. **Propulsion and Power Research**, v. 8, n. 2, p. 128–137, 1 jun. 2019.

SELIMEFENDIGIL, F.; ÖZTOP, H. F. Numerical study of MHD mixed convection in a nanofluid filled lid driven square enclosure with a rotating cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 78, p. 741–754, 2014.

SELIMEFENDIGIL, F.; ÖZTOP, H. F.; CHAMKHA, A. J. MHD mixed convection and entropy generation of nanofluid filled lid driven cavity under the influence of inclined magnetic fields imposed to its upper and lower diagonal triangular domains. **Journal of Magnetism and Magnetic Materials**, v. 406, p. 266–281, 15 maio 2016.

SELIMEFENDIGIL, F.; OZTOP, H. F.; CHAMKHA, A. J. MHD mixed convection in a nanofluid filled vertical lid-driven cavity having a flexible fin attached to its upper wall. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, v. 135, n. 1, p. 325–340, 14 jan. 2019.

SHAH, S. S.; HAQ, R. U.; AL-KOUZ, W. Mixed convection analysis in a split lid-driven trapezoidal cavity having elliptic shaped obstacle. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 126, 1 jul. 2021.

SHAHID, H. et al. Mixed convection in an isosceles right triangular lid driven cavity using multi relaxation time lattice Boltzmann method. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 128, p. 105552, nov. 2021.

SHANKAR, P. N.; DESHPANDE, M. D. **Fluid mechanics in the driven cavity** *Annu. Rev. Fluid Mech.* [s.l: s.n.].

SHUKLA, A. et al. Melting and solidification of a phase change material with constructal tree-shaped fins for thermal energy storage. **Journal of Energy Storage**, v. 53, 1 set. 2022.

SHULEPOVA, E. V. et al. Mixed convection of Al₂O₃-H₂O nanoliquid in a square chamber with complicated fin. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 165, 1 jan. 2020.

SONG, Y. et al. Constructal wavy-fin channels of a compact heat exchanger with heat transfer rate maximization and pressure losses minimization. **Applied Thermal Engineering**, v. 75, p. 24–32, 22 jan. 2015.

SOOMRO, F. A. et al. Constructional design and mixed convection heat transfer inside lid-driven semicircular cavity. **European Physical Journal Plus**, v. 137, n. 7, 1 jul. 2022.

SUN, C. et al. Control of mixed convection in lid-driven enclosures using conductive triangular fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, n. 4, p. 894–909, 31 jan. 2011.

SUN, K. et al. Constructal design of a cooling channel with semi-circular sidewall ribs in a rectangular heat generation body. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 134, n. April, p. 106040, 2022.

Vectaire Gas Convection Oven, Bakery Depth Montague Company. Disponível em: <https://pillfreesm.life/product_details/100603452.html>. Acesso em: 10 nov. 2023.

VIJAYAN, A.; GANGAWANE, K. M. Mixed convection in a tall lid-driven cavity with a triangular heat source for non-Newtonian power-law fluids. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, v. 146, n. 2, p. 937–954, 1 out. 2021.

WANG, L. et al. Effects of Porous Fins on Mixed Convection and Heat Transfer Mechanics in Lid-Driven Cavities: Full Numerical Modeling and Parametric Simulations. **Transport in Porous Media**, v. 132, n. 3, p. 495–534, 1 abr. 2020.

WU, Z. et al. Performance optimization of a condenser in ocean thermal energy conversion (OTEC) system based on constructal theory and a multi-objective genetic algorithm. **Entropy**, v. 22, n. 6, 2020.

XIONG, P. Y. et al. Numerical simulation of mixed convection flow and heat transfer in the lid-driven triangular cavity with different obstacle configurations. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 123, 1 abr. 2021.

YASIN, A. et al. Numerical simulation for mixed convection in a parallelogram enclosure: Magnetohydrodynamic (MHD) and moving wall-undulation effects. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 135, 1 jun. 2022.

YOU, Y. et al. Effect of surface microstructure on the heat dissipation performance of heat sinks used in electronic devices. **Micromachines**, v. 12, n. 3, p. 1–12, 1 mar. 2021.

YOUNIS, O. et al. Hydrothermal Mixed Convection in a Split-Lid-Driven Triangular Cavity Suspended by NEPCM. **Mathematics**, v. 11, n. 6, p. 1323, 9 mar. 2023.

YU, M. et al. Design and multi-objective optimization of a new annular constructal bifurcation Stirling regenerator using response surface methodology. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 195, p. 123129, 2022.

ZANG, Y.; STREET, R. L.; KOSEFF, J. R. A dynamic mixed subgrid-scale model and its application to turbulent recirculating flows. **Physics of Fluids A**, v. 5, n. 12, p. 3186–3196, 1992.

APÊNDICE A – ARTIGO 1 (ICHMT)

Artigo publicado no *International Communications in Heat and Mass Transfer* (ICHMT).

International Communications in Heat and Mass Transfer 139 (2022) 106499



ELSEVIER

Contents lists available at [ScienceDirect](https://www.sciencedirect.com)

International Communications in Heat and Mass Transfer

journal homepage: www.elsevier.com/locate/ichmt



Geometric optimization of a rectangular isothermal block inside a lid-driven cavity by means of constructal design

Rafael da Silveira Borahel^a, Flávia Schwarz Franceschini Zinani^a,
Luiz Alberto Oliveira Rocha^{b,c}, Elizaldo Domingues dos Santos^c, Liércio André Isoldi^d,
Cesare Biserni^{e,*}

^a Mechanical Engineering Graduate Program, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, 93022-750 São Leopoldo, Brazil
^b Mechanical Engineering Graduate Program, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 90040-001 Porto Alegre, Brazil
^c Computational Modeling Graduate Program, Universidade Federal do Rio Grande, 96203-900 Rio Grande, Brazil
^d Graduate Program of Ocean Engineering, School of Engineering, Federal University of Rio Grande - FURG, Rio Grande, Italia Avenue, km 8, 96201-900, Brazil
^e Department of Industrial Engineering (DIN), Alma Mater Studiorum - University of Bologna, Viale Risorgimento 2, 40136 Bologna, Italy



ARTICLE INFO

Keywords:
Constructal design
Lid-driven cavity
Laminar flow
Mixed convection heat transfer
Rectangular obstacle

ABSTRACT

The present work applies the Constructal Design method to analyze the performance of a rectangular isothermal block (IB) - inside an adiabatic lid-driven cavity with an isothermal lid - submitted to mixed convection heat transfer with unstable stratification. The effect of IB configuration on heat transfer performance is investigated via numerical simulation of heat and flow dynamics. The modeling for numerical simulations involves steady, laminar, and incompressible flow in a two-dimensional domain filled with a Newtonian fluid (air). Equations of mass, momentum, and energy balance are solved using numerical simulations based on the finite volume method (FVM). The main purpose of employing the Constructal Design method is to maximize the dimensionless heat transfer rate (q^*) between the IB and the surrounding fluid. The constraint are the cavity area and the IB/cavity area fraction ($\phi = 1/4, 1/8, 1/16, \text{ and } 1/32$), while the IB aspect ratio and its horizontal position are the degrees of freedom (DOF). The behavior of the system is investigated for different operational conditions given by the Richardson Number ($Ri = 0.1, 1.0, \text{ and } 10$), for fixed Grashof ($Gr_{\sqrt{\lambda}} = 10^5$) and Prandtl ($Pr = 0.71$) numbers. Considering all possible combinations of the analyzed parameters, 162 different geometric configurations were tested (54 for each Ri). The results indicate that higher heat transfer rates are associated with the largest aspect ratio tested for each IB-cavity area fraction. For $\phi = 1/16$ and $Ri = 0.1$ - when the IB assumes a tall shape - q^* is 143.2% greater than the square shape. Considering all cases, the highest q^* is related to the flow dominated by forced convection ($Ri = 0.1$) and the IB placed to the right, where the IB-cavity area fraction and the IB aspect ratio are 1/4 and 3.0, respectively.

Referenciável, como:

BORAHHEL, R. S; ZINANI, F. S. F; ROCHA, L. A. O; DOS SANTOS, E. D; ISOLDI, L. A; BISERNI, C. Geometric optimization of a rectangular isothermal block inside a lid-driven cavity by means of constructal design. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 139, p. 106499, 2022.

APÊNDICE B – ARTIGO 2 (ENCIT)

Artigo publicado no 19th *Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering* (ENCIT)





Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Médicas

19th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering
November 06th-10th, 2022, Bento Gonçalves - RS - Brazil

ENC-2022-0490

**COOLING BY MIXED CONVECTION OF A HEATED OBSTACLE IN A
LID-DRIVEN CAVITY OF DIFFERENT ASPECT RATIOS:
A CONSTRUCTAL DESIGN STUDY**

Rafael da Silveira Borahel
Mechanical Engineering Graduate Program, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, 93022-750, São Leopoldo, RS, Brazil
rborahel@edu.unisinos.br

Flávia Schwarz Franceschini Zinani
Mechanical Engineering Graduate Program, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, 93022-750, São Leopoldo, RS, Brazil
fzinani@unisinos.br

Luiz Alberto Oliveira Rocha
Mechanical Engineering Graduate Program, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 90040-001, Porto Alegre, RS, Brazil
Computational Modeling Graduate Program, Universidade Federal do Rio Grande, 96203-900, Rio Grande, RS, Brazil
luizrocha@mecanica.ufrgs.br

Abstract. The main purpose of this study is to maximize the dimensionless heat transfer rate (q^) between a heated block (HB) and the surrounding fluid flow in a two-dimensional lid-driven cavity. The constraints of the problem are the cavity area (A) and the HB aspect ratio (AR), while the Degree of Freedom (DOF) is the cavity aspect ratio (AR). The effects of Richardson Number (Ri) and the area fraction between the HB and the cavity areas (ϕ) are also explored. The air convective flow is laminar, incompressible, and steady-state. The mathematical model is based on the balance equations of mass, momentum and energy. The finite volume method is used to numerically solve the problem. The grid meshes employed in the spatial discretization are subjected to uncertainty analysis using the GCI method, while the mathematical and numerical models are verified against other studies available in the literature. For all Ri and ϕ tested, the results indicate that the heat transfer is enhanced by low AR , especially $AR = 0.5$, which have an elongated horizontal shape. For this AR , the highest q^* (19.22) is obtained when the forced convection ($Ri = 0.1$) prevails and the biggest HB ($\phi = 1/4$) is tested.*

Keywords: constructal design, heat transfer in enclosure, lid-driven cavity, mixed convection.

Referenciável, como:

BORAHHEL, R. S; ZINANI, F. S. F; ROCHA, L. A. O. Cooling by mixed convection of a heated obstacle in a lid-driven cavity of different aspect ratios: a constructal design study. *In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING (ENCIT)*, 19., 2022, Bento Gonçalves. **Anais eletrônicos** [...]. Brasil, ABCM, 2022. Disponível em: <https://abcm.org.br/proceedings/view/CIT22/0490>

APÊNDICE C – ARTIGO (COBEM)

Artigo publicado no 27th *International Congress of Mechanical Engineering* (COBEM)



COBEM
2023
27th INTERNATIONAL CONGRESS
OF MECHANICAL ENGINEERING



ABCM
Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering
27th ABCM International Congress of Mechanical Engineering
December 04-08, 2023, Florianópolis-SC, Brazil

COB-2023-0326

**CONSTRUCTAL DESIGN OF AN ISOTHERMAL BODY AND A
LID-DRIVEN CAVITY FILLED WITH A METALLIC NANOFLUID**

Rafael da Silveira Borahel¹
Priscila Martta Rodrigues²
Flávia Schwarz Franceschini Zinani³
Mechanical Engineering Graduate Program, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, 93022-750, São Leopoldo, RS, Brazil
rborahel@edu.unisinos.br¹; priscilamartta@edu.unisinos.br²; fzinani@unisinos.br³

Luiz Alberto Oliveira Rocha
Mechanical Engineering Graduate Program, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 90040-001, Porto Alegre, RS, Brazil
Computational Modeling Graduate Program, Universidade Federal do Rio Grande, 96203-900, Rio Grande, RS, Brazil
luizrocha@mecanica.ufrgs.br

***Abstract.** The present work aims to numerically evaluate and maximize, through the Constructal Design method and the exhaustive search, the convective heat transfer between an isothermal block (IB) and the surrounding flow in a lid-driven cavity. As working fluid, a metallic nanofluid (water + Al₂O₃) – with different concentrations of Al₂O₃ particles ($\psi = 0, 1, 2$ and 3%) – is used. The degrees of freedom admitted for the system are the IB and cavity aspect ratios, while their areas are the constraints. Altogether, 36 different configurations were tested for the problem, resulting in an equal number of numerical simulations solved in the commercial software ANSYS Fluent 2022 R2. Based on the obtained results, it was observed that the convective heat transfer was intensified when the cavity assumed a horizontally elongated shape, with the isothermal block having a tall configuration. Regarding the effects of nanoparticle concentration, it was observed that a higher concentration contributes to improve the convective heat transfer within the cavity. This can be attributed to the modifications that arise in flow properties, particularly in the thermal conductivity, by the addition of nanoparticles to the base fluid.*

***Keywords:** constructal design, lid-driven cavity, mixed convection, laminar flow, metallic nanofluid.*

Referenciável, como:

BORAHHEL, R. S; RODRIGUES, P. M; ZINANI, F. S. F; ROCHA, L. A. O. Constructal design of an isothermal body and a lid-driven cavity filled with a metallic nanofluid. *In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING (COBEM), 27., 2023, Florianópolis. Anais eletrônicos [...].* Brasil, ABCM, 2023. Disponível em: <https://www.sistema.abcm.org.br/articleFiles/download/40391>