

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR THIAGO ANTONINI
ALVES..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 07/07/2010

Carlos A. Hemani
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Thiago Antonini Alves

Resfriamento Conjugado de
Aquecedores Discretos em Canais

Campinas, 2010.

056/2010

Thiago Antonini Alves

Resfriamento Conjugado de Aquecedores Discretos em Canais

Tese apresentada ao Curso de Doutorado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: **Térmicas e Fluidos**

Orientador: **Carlos Alberto Carrasco Altemani**

Campinas
2010

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

AL87r Alves, Thiago Antonini
Resfriamento conjugado de aquecedores discretos em
canais / Thiago Antonini Alves. --Campinas, SP: [s.n.],
2010.

Orientador: Carlos Alberto Carrasco Altemani.
Tese de Doutorado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Calor - Transferência. 2. Convecção forçada. 3.
Calor - Condução. I. Altemani, Carlos Alberto Carrasco.
II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Conjugate cooling of discrete heaters in channels

Palavras-chave em Inglês: Heat - Transfer, Forced convection, Heat - Conduction

Área de concentração: Térmicas e Fluidos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Genésio José Menon, Jorge Isaias Llagostera Beltran, Jurandir
Itizo Yanagihara, Marcelo Moreira Ganzarolli

Data da defesa: 07/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

TESE DE DOUTORADO

**Resfriamento Conjugado de Aquecedores
Discretos em Canais**

Autor: **Thiago Antonini Alves**

Orientador: **Carlos Alberto Carrasco Altemani**

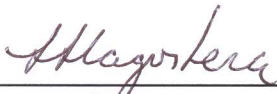
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani, Presidente
Unicamp/FEM



Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli
Unicamp/FEM



Prof. Dr. Jorge Isaías Llagostera Beltrán
Unicamp/FEM



Prof. Dr. Genésio José Menon
Unifei/IEM



Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara
EPUSP/PME

Campinas, 07 de julho de 2010

Dedicatória

Dedico esta Tese aos meus pais, *Umbelino e Audaci*, aos meus irmãos, *Diego e Danilo* e à minha namorada, *Yara*.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. *Carlos Alberto Carrasco Altemani* pela orientação, amizade, confiança e pelo exemplo de profissionalismo e dignidade;

Ao Prof. Dr. *Cassio Roberto Macedo Maia*, pelas oportunidades proporcionadas e pelos momentos vividos dentro e fora da Universidade;

Aos Profs. Drs. *Ricardo Alan Verdú Ramos, Emanuel Rocha Woiski, Marcelo Moreira Ganzarolli e Célia Aparecida dos Reis*, pelos valiosos ensinamentos;

Aos Profs. Drs. *Genésio José Menon, Jorge Isaias Llagostera Beltran, Jurandir Itizo Yanagihara, Edson Luiz Zaparoli, José Ricardo Figueiredo e Luiz Fernando Milanez*, por aceitarem a tarefa de julgar este trabalho;

Aos professores e funcionários do Departamento de Energia e da Pós-Graduação em Engenharia Mecânica;

Aos inestimáveis amigos *Marcelo Ferreira Pelegrini e Alcindo Fernando Moreira*;

Aos colegas de Graduação e Pós-Graduação, em especial, *Edlene Cenedese, Kéteri Poliane Moraes de Oliveira, Luiz Eduardo Melo Lima, Marcel Eduardo Adami Barbosa, Odair Antonio Nunes Junior, Patrícia Akemi Makiyama e Tobias Souza Moraes*, por todo apoio e amizade;

Aos colegas integrantes do PET/Engenharia Mecânica, do Centro Acadêmico de Engenharia Mecânica “Ozires Silva” – CAOS e do CFDLab, em especial, *Augusto Salomão Bornschlegell, Francisco Elpidio Vianna Barbosa Filho, Marcos Hideo da Silva Mashiba, Paulo Henrique de Lima, Ricardo Carvalhal*, pelas experiências vividas;

Aos meus amigos de república: *Hugo Valadares Siqueira, André Damiani Rocha, Paulo César Mioralli, Eduardo Tadeu Bacalhau, Danilo José Carvalho, Alysson José Tavares e Bruno do Vale Silva*, pela paciência e o convívio;

Ao São Paulo Futebol Clube, o glorioso Tricolor Paulista, pelos anos de alegria e felicidades;

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, pelo apoio financeiro na forma de bolsa de doutorado;

À minha família, em especial, aos meus avós paternos, *Francisco e Maria* e aos meus avós maternos, *Mauro e Maria*;

À minha querida namorada *Yara*, pelo amor, carinho, companheirismo e incentivo;

Aos meus pais, *Umbelino e Audaci* e aos meus irmãos *Diego e Danilo*, por todo apoio, confiança e incentivo;

E, principalmente, a *Deus*, fonte de toda a vida.

Muito obrigado!

A simplicidade é a extrema sofisticação

Leonardo da Vinci

Resumo

A transferência de calor conjugada por convecção forçada e condução de três aquecedores 2D montados rentes ou protuberantes na placa inferior (substrato) de um canal de placas paralelas foi investigada numericamente em regime permanente. Uma taxa uniforme de geração de calor foi assumida em cada aquecedor e seu resfriamento ocorreu por meio de um escoamento forçado de ar com propriedades constantes em regime laminar. Na entrada do canal, os perfis de velocidade e de temperatura do escoamento eram uniformes. Este problema está relacionado ao resfriamento de componentes eletrônicos montados numa placa de circuito impresso. Para um substrato adiabático, o resfriamento dos aquecedores ocorre apenas por convecção forçada. Para um substrato condutivo, dois mecanismos para a transferência de calor dos aquecedores para o escoamento fluido foram considerados. Um, por convecção forçada, diretamente das superfícies dos aquecedores em contato com o escoamento e outro, por condução através das interfaces substrato-aquecedor. As equações de conservação foram resolvidas dentro de um domínio único, que englobou as regiões sólidas e de fluido, através de um procedimento acoplado. Nesta Tese foi proposto um descritor invariante do processo conjugado de transferência de calor por convecção forçada e condução, por meio de coeficientes de influência conjugados g^+ , agrupados numa matriz quadrada G^+ . Com este descritor, a temperatura de cada aquecedor foi determinada a partir de taxas arbitrárias de geração de calor nos aquecedores. Os resultados foram obtidos para números de *Reynolds* na faixa de 600 a 1900, correspondendo a velocidades médias de entrada do ar no canal na faixa de 0,5 m/s a 1,5 m/s. Os efeitos da razão entre a condutividade térmica do substrato e a do ar foram estudados na faixa de 0 (substrato adiabático) a 80, uma faixa típica de materiais de circuito impresso. A altura dos aquecedores variou entre 0 (aquecedores rentes) e 35% em relação à altura do canal, sendo que em todos os casos o aquecedor possuía uma condutividade térmica 500 vezes maior do que a do ar.

Palavras-chave: transferência de calor conjugada, convecção forçada, condução, descritor invariante, coeficientes de influência conjugados.

Abstract

The conjugate heat transfer by forced convection and conduction from three 2D heaters either flush mounted or protruding from the lower plate (substrate) of a parallel plates channel was investigated numerically under steady state conditions. A uniform heat generation rate was assumed in each heater and the cooling was performed by means of a forced air flow with constant properties in the laminar regime. At the channel entrance the flow velocity and temperature profiles were assumed uniform. This problem is related to the cooling of electronic components mounted on a circuit board. For an adiabatic substrate, the heaters are cooled only by forced convection. For a conductive substrate, two mechanisms were considered for the heat transfer from the heaters to the fluid flow. One, by forced convection, directly from the heaters surfaces in contact with the flow, and the other, by conduction through the heaters-substrate interfaces. The conservation equations were solved through a coupled procedure within a single calculation domain comprising the solid and fluid regions. In this Thesis an invariant descriptor of the conjugate forced convection and conduction heat transfer was proposed by means of conjugate influence coefficients g^+ which were grouped in a square matrix G^+ . With this descriptor, the temperature of each heater was obtained from an arbitrary distribution of the heat generation rate in the heaters. The results were obtained for Reynolds numbers Re in the range from 600 to 1900, corresponding to average air velocities in the channel entrance from 0.5 m/s to 1.5 m/s. The ratio of the substrate plate thermal conductivity relative to that of the air was considered in the range from 0 (adiabatic substrate) to 80, typical of printed circuit boards. The heaters' height in the channel ranged from 0 (flush mounted) to 35 % of the channel height, while their thermal conductivity was always assumed equal to 500 that of the air.

Keywords: conjugate heat transfer, forced convection, conduction, invariant descriptor, conjugate influence coefficients.

Lista de Figuras

Capítulo 1

1.1. Níveis de empacotamento eletrônico	001
1.2. Classificação de aquecedores em placas de circuito	002

Capítulo 2

2.1. Configuração 3D utilizada por Anderson e Moffat (1992a,b)	010
2.2. Determinação dos coeficientes g_n^{-1} da função de <i>Green</i> discreta inversa.....	012
2.3. Caminhos térmicos da transferência de calor conjugada de um aquecedor	014

Capítulo 3

3.1. Domínio com três aquecedores 2D montados no substrato de um canal de placas paralelas	023
3.2. Caso <i>A</i> : Três aquecedores rentes num substrato adiabático	031
3.3. Caso <i>B</i> : Três aquecedores protuberantes num substrato adiabático	032
3.4. Caso <i>C</i> : Três aquecedores rentes num substrato condutivo	034
3.5. Caso <i>D</i> : Três aquecedores protuberantes num substrato condutivo.....	034

Capítulo 4

4.1. Configuração do Teste 1: um aquecedor rente num substrato	038
4.2. Comparação da distribuição da temperatura Θ ao longo da interface no Teste 1 para $Re = 1260$	040
4.3. Comparação da distribuição de Nu ao longo da superfície do aquecedor no Teste 1 para $Re = 1260$	041
4.4. Comparação dos resultados numéricos de f_{app} com as previsões das Eqs. (4.1) e (4.2).....	042
4.5. Comparação dos resultados numéricos de Nu com as previsões das Eqs. (4.4) e (4.5).....	043
4.6. Configuração do Teste 2: um aquecedor protuberante num substrato adiabático.....	044

4.7. Comparação das linhas de corrente no Teste 2 dos resultados numéricos do presente trabalho (b) com os de Young e Vafai (1998a) (a)	045
4.8. Comparação da distribuição de Nu ao longo do aquecedor protuberante no Teste 2 para $Re = 1000$	046
4.9. Configuração do Teste 3: três aquecedores protuberantes num substrato adiabático	047
4.10. Comparação das linhas de corrente no Teste 3 dos resultados numéricos do presente trabalho (b) com os de Davalath e Bayazitoglu (1987) (a)	047
4.11. Comparação da distribuição de θ no Teste 3 para $Re = 1500$ e 2000	048
4.12. Comparação da distribuição de Nu no Teste 3 para $Re = 1500$ e 2000	049
4.13. Regiões do domínio na direção x	051
4.14. Grades computacionais não-uniformes nos casos com aquecedores rentes.....	041
4.15. Grades computacionais não-uniformes nos casos com aquecedores protuberantes.....	053

Capítulo 5

5.1. Geometria dos problemas analisados	055
5.2. $\overline{Nu}_{ad}$ para aquecedores rentes num substrato adiabático.....	058
5.3. Distribuição de $Nu_{ad}(X)$ ao longo de cada aquecedor rente num substrato adiabático.....	059
5.4. Coeficientes g_{nn}^+ no caso de aquecedores rentes num substrato adiabático.....	060
5.5. Mapa de isotérmicas para $Re = 630$ considerando somente um aquecedor ativo no Caso A.....	061
5.6. Coeficientes g_{ni}^+ no caso de aquecedores rentes num substrato adiabático	062
5.7. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores no Teste 1-1-1	065
5.8. Distribuição de $\theta(X)$ em toda placa no Teste 1-1-1	066
5.9. Aplicação do princípio de superposição para determinação de $\theta(X)$ no Teste 1-1-1 com $Re = 630$	067
5.10. Identificação das faces dos aquecedores protuberantes	069
5.11. Linhas de corrente sobre os aquecedores protuberantes para $Re = 630$	069
5.12. Linhas de corrente para $(H_h/H) = 0,15$	070
5.13. Linhas de corrente para $(H_h/H) = 0,30$	070
5.14. Comprimento L_r da recirculação a jusante dos aquecedores.....	071
5.15. Distribuição de $Nu_{ad}(\xi)$ sobre os aquecedores protuberantes num substrato adiabático	073
5.16. Mapa de isotérmicas para $(H_h/H) = 0,15$ e $Re = 630$ considerando um único aquecedor ativo no Caso B	075

5.17. Mapa de isotérmicas para $(H_h/H) = 0,30$ e $Re = 630$ considerando um único aquecedor ativo no Caso B	075
5.18. Mapa de isotérmicas para $Re = 630$ considerando somente o aquecedor #2 ativo no Caso B	076
5.19. Coeficiente g_{12}^+ para aquecedores protuberantes num substrato adiabático	078
5.20. Aplicação do princípio de superposição para determinação de $\theta(X')$ para $(H_h/H) = 0,15$ e $Re = 630$ no Teste 1-1-1	082
5.21. Frações $(q'_{s,2}/q')$ e $(q'_{u,2}/q')$ para o aquecedor rente #2 num substrato condutivo	084
5.22. Coeficiente conjugado g_{22}^+ para aquecedores rentes num substrato condutivo	086
5.23. Mapa de isotérmicas para $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$ considerando um único aquecedor ativo no Caso C	087
5.24. Mapa de isotérmicas para $Re = 630$ considerando somente o aquecedor #2 ativo no Caso C	087
5.25. Coeficiente conjugado g_{12}^+ para aquecedores rentes num substrato condutivo	088
5.26. Distribuição de $\theta(X)$ na interface substrato-fluido para $(k_s/k) = 80$ no Teste 1-1-1	092
5.27. Distribuição de $\theta(X)$ na interface substrato-fluido para $Re = 630$ no Teste 1-1-1	093
5.28. Aplicação do princípio de superposição na determinação de $\theta(X)$ no Teste 1-1-1 com $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$	094
5.29. Mapa de isotérmicas para $(H_h/H) = 0,15$, $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$ com um único aquecedor ativo no Caso D	104
5.30. Mapa de isotérmicas para $(H_h/H) = 0,30$, $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$ com um único aquecedor ativo no Caso D	104
5.31. Mapa de isotérmicas para $Re = 630$ e $(k_s/k) = 80$ considerando somente o aquecedor #2 ativo no Caso D	105
5.32. Mapa de isotérmicas para $(H_h/H) = 0,15$ e $Re = 630$ considerando somente o aquecedor #2 ativo no Caso D	106
5.33. Mapa de isotérmicas para $(H_h/H) = 0,30$ e $Re = 630$ considerando somente o aquecedor #2 ativo no Caso D	106
5.34. Aplicação do princípio de superposição na determinação de $\theta(X')$ no Teste 1-1-1 para $(H_h/H) = 0,15$, $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$	115

Lista de Tabelas

Capítulo 4

4.1. Características da grade computacional não-uniforme utilizada na direção x	050
4.2. Resultados de $\overline{Nu}_{ad,2}$ visando à independência da grade uniforme na direção y	052
4.3. Resultados de $\overline{Nu}_{ad,2}$ visando à independência da grade não-uniforme na direção y	052

Capítulo 5

5.1. $\overline{Nu}_{ad}$ no Caso A	058
5.2. Coeficientes a e b da Eq. (5.4)	058
5.3. Coeficientes de influência g_{nn}^+ no Caso A	059
5.4. Coeficientes de influência g_{ni}^+ no Caso A	061
5.5. Coeficientes a e b da Eq. (5.5)	062
5.6. $\overline{Nu}$ dos aquecedores rentes num substrato adiabático nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1	063
5.7. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores rentes num substrato adiabático nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1	064
5.8. Validade do princípio de superposição para determinação de $\bar{\theta}_h$ no Teste 1-1-1 com $Re = 630$...	067
5.9. $\overline{Nu}_{ad,1}$ no Caso B	068
5.10. $\overline{Nu}_{ad,2}$ no Caso B	068
5.11. $\overline{Nu}_{ad,3}$ no Caso B	069
5.12. Comprimento da recirculação L_r a jusante dos aquecedores protuberantes	071
5.13. Coeficiente de influência g_{11}^+ no Caso B	074
5.14. Coeficiente de influência g_{22}^+ no Caso B	074
5.15. Coeficiente de influência g_{33}^+ no Caso B	074
5.16. Coeficiente de influência g_{12}^+ no Caso B	077
5.17. Coeficiente de influência g_{13}^+ no Caso B	077
5.18. Coeficiente de influência g_{23}^+ no Caso B	078

5.19. Coeficiente de influência g_{21}^+ no Caso <i>B</i>	079
5.20. Coeficiente de influência g_{31}^+ no Caso <i>B</i>	079
5.21. Coeficiente de influência g_{32}^+ no Caso <i>B</i>	079
5.22. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores protuberantes com $(H_p/H) = 0,15$ nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1.....	081
5.23. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores protuberantes com $(H_p/H) = 0,30$ nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1.....	081
5.24. Validade do princípio de superposição para determinação de $\bar{\theta}_h$ no Teste 1-1-1 com $Re = 630$..	082
5.25. Frações $(q'_{s,1}/q')$ e $(q'_{u,1}/q')$ para o aquecedor #1 no Caso <i>C</i>	084
5.26. Frações $(q'_{s,2}/q')$ e $(q'_{u,2}/q')$ para o aquecedor #2 no Caso <i>C</i>	084
5.27. Frações $(q'_{s,3}/q')$ e $(q'_{u,3}/q')$ para o aquecedor #3 no Caso <i>C</i>	085
5.28. Coeficiente conjugado g_{11}^+ no Caso <i>C</i>	085
5.29. Coeficiente conjugado g_{22}^+ no Caso <i>C</i>	085
5.30. Coeficiente conjugado g_{33}^+ no Caso <i>C</i>	086
5.31. Coeficiente conjugado g_{12}^+ no Caso <i>C</i>	088
5.32. Coeficiente conjugado g_{12}^+ no Caso <i>C</i>	089
5.33. Coeficiente conjugado g_{23}^+ no Caso <i>C</i>	089
5.34. Coeficiente conjugado g_{21}^+ no Caso <i>C</i>	089
5.35. Coeficiente conjugado g_{31}^+ no Caso <i>C</i>	090
5.36. Coeficiente conjugado g_{32}^+ no Caso <i>C</i>	090
5.37. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores rentes ao substrato condutivo nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1.....	091
5.38. Validade do princípio de superposição para determinação de $\bar{\theta}_h$ no Teste 1-1-1 com $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$	094
5.39. Fração $(q'_{s,1}/q')$ no Caso <i>D</i>	095
5.40. Fração $(q'_{s,2}/q')$ no Caso <i>D</i>	096
5.41. Fração $(q'_{s,3}/q')$ no Caso <i>D</i>	097
5.42. Fração $(q'_{u,1}/q')$ no Caso <i>D</i>	098
5.43. Fração $(q'_{u,2}/q')$ no Caso <i>D</i>	099
5.44. Fração $(q'_{u,3}/q')$ no Caso <i>D</i>	100
5.45. Coeficiente conjugado g_{11}^+ no Caso <i>D</i>	101

5.46. Coeficiente conjugado g_{22}^+ no Caso D	102
5.47. Coeficiente conjugado g_{33}^+ no Caso D	103
5.48. Coeficiente conjugado g_{12}^+ no Caso D	107
5.49. Coeficiente conjugado g_{13}^+ no Caso D	108
5.50. Coeficiente conjugado g_{23}^+ no Caso D	109
5.51. Coeficiente conjugado g_{21}^+ no Caso D	110
5.52. Coeficiente conjugado g_{31}^+ no Caso D	111
5.53. Coeficiente conjugado g_{32}^+ no Caso D	112
5.54. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores protuberantes com $(H_h/H) = 0,15$ nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1	113
5.55. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores protuberantes com $(H_h/H) = 0,30$ nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1	114
5.56. Validade do princípio de superposição para determinação de $\bar{\theta}_h$ no Teste 1-1-1 para $(H_h/H) = 0,15$ e $0,30$, $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$	115

Lista de Abreviaturas e Siglas

CI	Circuito integrado
DE	Departamento de Energia
EPUSP	Escola Politécnica da USP
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
FEM	Faculdade de Engenharia Mecânica
<i>Fortran</i>	<i>FORmula TRANslation</i>
PCB	Placa de circuito impresso
PME	Departamento de Engenharia Mecânica
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i>
TDMA	<i>TriDiagonal Matrix Algorithm</i>
Unicamp	Universidade Estadual de Campinas
Unifei	Universidade Federal de Itajubá
USP	Universidade de São Paulo
VC	volume de controle
2D	bidimensional
3D	tridimensional

Lista de Símbolos

Letras Latinas

A	área superficial de troca de calor [m ²]
A_c	área da seção transversal do canal [m ²]
C	capacidade térmica do fluido [W/K]
C_h	capacidade térmica do aquecedor [W/K]
C_s	capacidade térmica do substrato [W/K]
c_p	calor específico do fluido [J/kg.K]
$(c_p)_h$	calor específico do aquecedor [J/kg.K]
$(c_p)_s$	calor específico do substrato [J/kg.K]
D_h	diâmetro hidráulico do canal [m]
f_{app}	fator de atrito de <i>Darcy-Weisbach</i> aparente
G	função de <i>Green</i> discreta [W/K]
G^+	matriz que agrupa os coeficientes de influência conjugados g^+ , Eq. (3.23)
G^{-1}	função de <i>Green</i> discreta inversa, Eq. (2.9) [K/W]
Gr	número de <i>Grashof</i> , Eq. (A.1)
g	termo da matriz G [W/K]
g^+	coeficiente de influência conjugado, Eq. (3.22)
g^{-1}	termo da matriz G^{-1} , Eq. (2.8) [K/W]
g^*	função de superposição, Eq. (2.3)
H	altura do canal [m]
H_h	altura do aquecedor [m]
h	coeficiente de transferência de calor, Eq. (3.15) [W/m ² .K]
h_{ad}	coeficiente adiabático de transferência de calor [W/m ² .K]

h_m	coeficiente de transferência de calor baseado na temperatura média de mistura [W/m ² .K]
h_0	coeficiente de transferência de calor baseado na temperatura de entrada [W/m ² .K]
h_∞	coeficiente de transferência de calor baseado na temperatura da corrente livre [W/m ² .K]
i	contador de fileiras
j	contador de colunas
k	condutividade térmica do fluido [W/m.K]
k_h	condutividade térmica do aquecedor [W/m.K]
k_s	condutividade térmica do substrato [W/m.K]
L	comprimento do canal [m]
L_d	comprimento a jusante [m]
L_h	comprimento do aquecedor [m]
L_r	comprimento da recirculação a jusante do terceiro aquecedor [m]
L_s	espaçamento entre os aquecedores [m]
L_u	comprimento a montante [m]
M	número de colunas
m	posição do aquecedor na coluna
$\dot{m}$	vazão mássica do escoamento no canal [kg/s]
N	número de fileiras
Nu	número de <i>Nusselt</i> , Eq. (3.17)
Nu_{ad}	número de <i>Nusselt</i> baseado na temperatura adiabática
Nu_m	número de <i>Nusselt</i> baseado na temperatura média de mistura do escoamento fluido
Nu_0	número de <i>Nusselt</i> baseado na temperatura de entrada do fluido no canal
n	posição do aquecedor na fileira
P	pressão adimensional, Eq. (5.1)
P_w	perímetro do aquecedor [m]
Pe	número de <i>Peclet</i>
Pr	número de <i>Prandtl</i>
p	pressão [Pa]

q	taxa de transferência de calor [W]
q_d	taxa de transferência de calor por condução no substrato a jusante do aquecedor [W]
q_f	taxa de transferência de calor por convecção do aquecedor para o escoamento fluido [W]
q_s	taxa de transferência de calor por condução do aquecedor para o substrato [W]
q_u	taxa de transferência de calor por condução no substrato a montante do aquecedor [W]
q'_L	menor taxa de geração de calor nos aquecedores ativos [W/m]
Re	número de <i>Reynolds</i> , Eq. (3.12)
S	termo fonte, Eq. (3.11)
T	temperatura [K]
T_{ad}	temperatura adiabática [K]
T_h	temperatura do aquecedor [K]
T_m	temperatura média de mistura do escoamento fluido, Eq. (3.16) [K]
T_s	temperatura da superfície [K]
T_0	temperatura de entrada do fluido no canal [K]
T_∞	temperatura da corrente livre do escoamento fluido [K]
t	espessura do substrato [m]
U	componente adimensional da velocidade na direção x , Eq. (5.1)
u	componente da velocidade na direção x [m/s]
u_0	velocidade de entrada do fluido no canal [m/s]
V	componente adimensional da velocidade na direção y , Eq. (5.1)
v	componente da velocidade na direção y [m/s]
X	coordenada cartesiana adimensional, Eq. (5.1)
X'	coordenada sobre a interface sólido-fluido
x	coordenada cartesiana
x^+	coordenada cartesiana adimensional
Y	coordenada cartesiana adimensional, Eq. (5.1)
y	coordenada cartesiana

Letras Gregas

β	coeficiente de expansão volumétrica térmica [1/K]
δ	delta de <i>Kronecker</i>
ζ	coordenada adimensional
Θ	temperatura adimensional
θ	temperatura adimensional, Eq. (5.1)
μ	viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s]
μ_h	viscosidade dinâmica do aquecedor [Pa.s]
μ_s	viscosidade dinâmica do substrato [Pa.s]
ν	viscosidade cinemática do fluido [m ² /s]
ξ	coordenada perimetral
ρ	massa específica do fluido [kg/m ³]
ρ_h	massa específica do aquecedor [kg/m ³]
ρ_s	massa específica do substrato [kg/m ³]

Superescritos

—	médio
'	por unidade de comprimento [1/m]
"	por unidade de área [1/m ²]

Subscritos

ad	adiabático
cv	convecção
d	jusante
f	fluido
h	aquecedor
m	média de mistura
n	aquecedor considerado
r	referência
s	substrato

u	montante
0	entrada
∞	corrente livre do escoamento

SUMÁRIO

1. Introdução.....	001
1.1. Motivação	001
1.1.1. Níveis de Empacotamento Eletrônico	001
1.2. Descrição do Problema Considerado	003
1.3. Objetivos do Trabalho	004
1.4. Descrição da Tese	004
 2. Revisão da Literatura	 007
2.1. Convecção Forçada com Aquecimento Discreto.....	008
2.1.1. Descrição Através da Função de Superposição.....	010
2.1.2. Descrição Através da Função de <i>Green</i>	012
2.2. Conjugado Convecção Forçada-Condução com Aquecimento Discreto.....	014
2.3. Trabalhos da Literatura.....	015
2.3.1. Aquecedores Rentes	015
2.3.2. Aquecedores Protuberantes	018
 3. Modelagem Matemática	 023
3.1. Coeficientes de Influência Conjugados g^+	029
3.2. Descrição dos Casos Analisados.....	030
3.2.1. Resfriamento por Convecção Forçada	031
3.2.2. Resfriamento Conjugado por Convecção Forçada-Condução	033
 4. Método de Solução Numérica.....	 037
4.1. Técnica de Resolução Numérica.....	037
4.2. Testes Prévios com o Pacote Computacional	038

4.2.1. Teste 1: Um Aquecedor Rente num Substrato Condutivo ou Adiabático.....	038
4.2.2. Teste 2: Um Aquecedor Protuberante num Substrato Adiabático	044
4.2.3. Teste 3: Três Aquecedores Protuberantes num Substrato Adiabático	046
4.3. Independência da Grade Computacional	050
4.3.1. Aquecedores Rentes	050
4.3.2. Aquecedores Protuberantes	053
5. Resultados e Discussão.....	055
5.1. Casos com Resfriamento por Convecção Forçada	056
5.1.1. Caso A: Resfriamento Convectivo de Três Aquecedores Rentes.....	057
5.1.2. Caso B: Resfriamento Convectivo de Três Aquecedores Protuberantes.....	068
5.2. Casos com Resfriamento Conjugado por Convecção Forçada-Condução	083
5.2.1. Caso C: Resfriamento Conjugado de Três Aquecedores Rentes	083
5.2.2. Caso D: Resfriamento Conjugado de Três Aquecedores Protuberantes	095
6. Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros	117
6.1. Conclusões	117
6.2. Contribuições desta Tese	118
6.3. Sugestões para Trabalhos Futuros	118
Referências Bibliográficas	121
Apêndice A	129

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

Os avanços tecnológicos em componentes eletrônicos tendem cada vez mais à miniaturização e aumentam significativamente a densidade de potência e o fluxo de calor associados. De acordo com Kraus e Bar-Cohen (1983), se o projeto de controle térmico não for executado satisfatoriamente, altas temperaturas de operação dos componentes eletrônicos poderão comprometer o seu desempenho e confiabilidade. A taxa de falha nestes componentes aumenta quase exponencialmente com a temperatura de operação, que não deve ultrapassar, segundo Peterson e Ortega (1990), um valor típico entre 85 °C e 100 °C.

Conforme Bar-Cohen *et al.* (2003), as modernas tecnologias de empacotamento eletrônico requerem uma combinação de materiais e mecanismos de transferência de calor adequados para manter as temperaturas dos componentes num nível aceitável. Por isso, há uma demanda crescente de projetos térmicos apropriados em todos os níveis de empacotamento.

1.1.1 Níveis de Empacotamento Eletrônico

O projeto de controle térmico de um produto eletrônico específico pode ser caracterizado de acordo com o nível de empacotamento relevante, conforme indicado na Fig. 1.1.

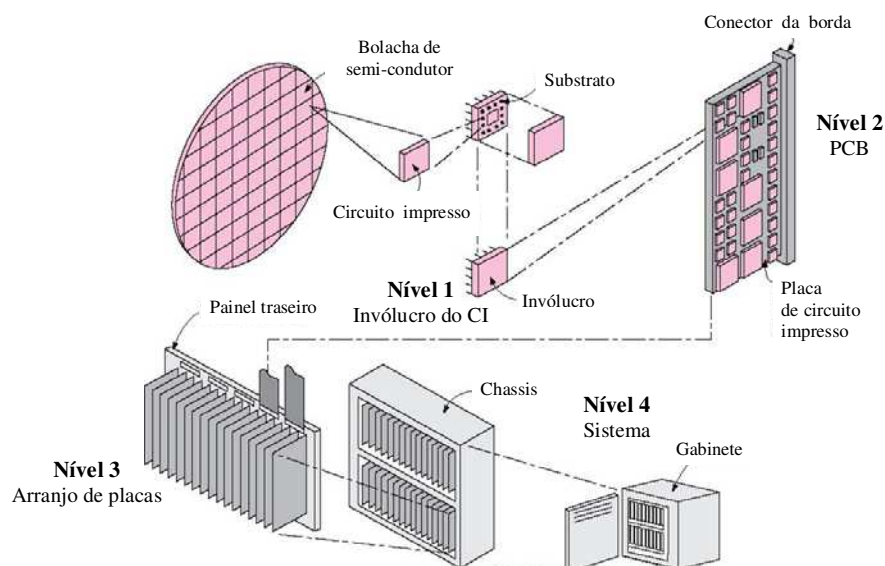


Figura 1.1. Níveis de empacotamento eletrônico. [Fonte: Çengel (2009)]

O Nível 1 de empacotamento eletrônico considera principalmente a condução de calor do circuito impresso – CI para a superfície de seu invólucro.

A remoção de calor no Nível 2 tipicamente ocorre tanto por condução na placa de circuito impresso – PCB como por convecção para o ar ambiente. As PCB's podem servir como uma base para uma propagação térmica do calor gerado nos componentes neste nível de empacotamento.

A Fig. 1.2 mostra uma classificação de situações e modelos encontrados no Nível 2. Eles englobam o aquecimento discreto de uma placa de circuito e diversas configurações abrangendo: (a) aquecedor bidimensional – 2D rente à superfície da placa, (b) aquecedor tridimensional – 3D rente à superfície da placa, (c) aquecedor 2D protuberante, (d) aquecedores 2D protuberantes, (e) aquecedor 3D protuberante e (f) fileiras de aquecedores 3D protuberantes. As placas de circuito geralmente são montadas paralelas a outras placas e constituem canais que são resfriados por um escoamento forçado.

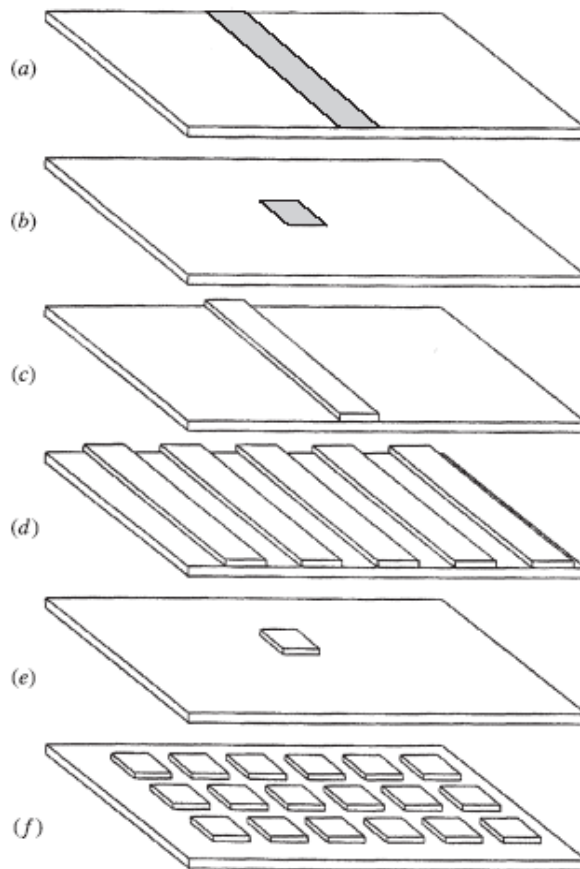


Figura 1.2. Classificação de aquecedores em placas de circuito. [Fonte: Joshi e Nakayama (2003)]

Nos Níveis 3 e 4, respectivamente, arranjo de PCB's e sistema, o projeto térmico frequentemente envolve a utilização de técnicas ativas tais como ventilação forçada, sistemas de refrigeração e trocadores de calor.

1.2 Descrição do Problema Considerado

Nesta Tese, foram considerados problemas motivados pelas configurações (a) e (d) da Fig. 1.2, classificadas no Nível 2 de empacotamento eletrônico associados ao controle térmico de aquecedores discretos montados numa placa de circuito impresso. O espaço disponível para estes aquecedores pode ser restrito e seu resfriamento deve ser obtido por convecção forçada com velocidades moderadas. Sob estas condições, pode não haver espaço suficiente para a instalação de aletas nestes componentes com dissipação concentrada de calor. Neste caso, o controle térmico do aquecedor discreto pode ser beneficiado pelo resfriamento conjugado convecção forçada-condução.

Uma investigação numérica foi realizada para quatro casos distintos envolvendo a transferência de calor de três aquecedores 2D montados rentes ou protuberantes na placa inferior (substrato) de um canal de placas paralelas. O substrato foi considerado adiabático ou condutivo. Uma taxa uniforme de geração de calor foi assumida em cada aquecedor e seu resfriamento ocorreu por meio de um escoamento forçado de ar em regime laminar permanente e com propriedades constantes. Na entrada do canal, os perfis de velocidade e de temperatura eram uniformes.

Considerando um substrato adiabático, o resfriamento dos aquecedores ocorreu por convecção forçada. Quando o substrato era condutivo, o problema foi caracterizado por um resfriamento conjugado convecção forçada-condução. Neste caso, existem dois mecanismos para a transferência de calor do aquecedor para o escoamento de ar. Um por convecção forçada, diretamente da superfície do aquecedor em contato com o escoamento e outro, por condução através da interface substrato-aquecedor.

1.3 Objetivos do Trabalho

O principal objetivo desta Tese foi a busca de um descritor invariante do processo conjugado de transferência de calor por convecção forçada-condução que pudesse ser utilizado na determinação da temperatura de cada aquecedor a partir do conhecimento das taxas de calor geradas em cada um deles.

1.4 Descrição da Tese

A apresentação da Tese foi subdividida em seis capítulos. Neste capítulo inicial, foram apresentadas a motivação, a descrição do problema considerado e os objetivos deste trabalho.

No Capítulo 2, o problema será conceituado em maiores detalhes e uma revisão da literatura técnica associada será apresentada para fornecer uma perspectiva mais ampla do que já foi considerado em estudos anteriores.

O Capítulo 3 apresentará a modelagem matemática completa do problema em estudo, descreverá os casos particulares que foram analisados, e também destacará a contribuição desta Tese nesta área de estudos propondo um descritor invariante do processo de transferência de calor conjugada convecção forçada-condução.

No Capítulo 4, será feita uma descrição da técnica de resolução numérica das equações de conservação utilizadas nos casos analisados. Serão apresentados testes numéricos comparativos com alguns trabalhos semelhantes da literatura, para justificar a validade do método adotado de solução numérica. Um relato da seleção da grade computacional adotada para apresentação dos resultados desta Tese também será incluído neste capítulo.

O Capítulo 5 apresentará os resultados numéricos obtidos para os quatro casos analisados nesta Tese. Dois casos referem-se a problemas de convecção forçada e os outros dois a problemas de transferência de calor conjugada convecção forçada-condução. Na solução destes casos, foi utilizado um procedimento acoplado, considerando um domínio único de cálculo abrangendo as regiões sólidas e de escoamento fluido. As temperaturas dos aquecedores nos diversos testes investigados foram obtidas por meio de coeficientes de influência conjugados g^+ agrupados numa matriz quadrada G^+ , propostos nesta Tese.

No Capítulo 6, serão apresentadas as conclusões e as contribuições desta Tese, além de sugestões para trabalhos correlatos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Os processos de transferência de calor por convecção forçada e de transferência de calor conjugada convecção forçada-condução no interior de canais de placas paralelas com aquecedores discretos têm sido bastante estudados. Neste capítulo inicialmente serão apresentados os descritores invariantes convectivos encontrados na literatura e, em seguida, será efetuada uma revisão bibliográfica.

O coeficiente convectivo para escoamentos internos geralmente é referido à temperatura média de mistura local do escoamento embora, eventualmente, a temperatura do fluido na entrada do canal também seja utilizada como referência. No regime laminar, ele depende notadamente das condições de contorno térmicas na superfície do canal e pode apresentar grandes variações e até mesmo descontinuidades quando as condições de contorno térmicas não são uniformes (Kays e Crawford, 1993). Nos casos em que uma das paredes de um canal é constituída por uma placa com aquecedores discretos, qualquer variação da taxa de calor gerado em qualquer aquecedor altera a distribuição do coeficiente convectivo baseado nestas temperaturas no canal. Esta característica motivou a busca de descritores invariantes que não fossem afetados por mudanças nas condições de contorno térmicas.

Dois descritores invariantes do processo convectivo de transferência de calor foram encontrados na literatura. O primeiro foi o coeficiente adiabático de transferência de calor, h_{ad} (Anderson e Moffat, 1990), obtido através da temperatura adiabática da superfície, T_{ad} (Arvizu e Moffat, 1981). O segundo foi obtido por meio de uma função de *Green* discreta, G (Hacker e Eaton, 1995). Ambos fazem uso do princípio de superposição, baseado na linearidade da equação da energia, e de coeficientes de influência que são invariantes em relação a mudanças nas condições de contorno térmicas. Estes dois procedimentos já foram aplicados, conforme a literatura disponível, em problemas de convecção forçada.

Devido à lacuna encontrada na literatura disponível, nesta Tese foi proposta uma extensão da função de *Green* discreta como um descritor invariante dos problemas conjugados de transferência de calor por convecção forçada-condução. Este descritor foi apresentado por meio

de coeficientes de influência conjugados g^+ agrupados numa matriz quadrada G^+ , como será mostrado no próximo capítulo.

2.1 Convecção Forçada com Aquecimento Discreto

De uma forma genérica, o coeficiente convectivo de transferência de calor de uma superfície para um escoamento fluido sobre ela é expresso através de uma definição simples,

$$h_r = \frac{q_{cv}/A}{(T_s - T_r)}. \quad (2.1)$$

Na Eq. (2.1), q_{cv} indica a taxa de transferência de calor por convecção, A representa a área superficial de troca de calor, T_s e T_r indicam, respectivamente, a temperatura da superfície e a temperatura de referência do escoamento fluido. A escolha da temperatura de referência T_r caracteriza o coeficiente convectivo correspondente.

Para condições de contorno térmicas uniformes, a temperatura de referência T_r pode ser convenientemente escolhida. Nos escoamentos externos, por exemplo, ela é igual a T_∞ , a temperatura da corrente livre do escoamento distante da superfície de transferência de calor, e o coeficiente convectivo correspondente é indicado por h_∞ . Nos escoamentos internos não há uma temperatura de corrente livre e a referência padrão é usualmente a temperatura média de mistura do escoamento fluido, T_m . O coeficiente convectivo correspondente neste caso é h_m , porém, às vezes a temperatura de entrada T_0 do fluido no duto também é escolhida como a referência, fornecendo h_0 .

Existem, entretanto, situações práticas com condições de contorno térmicas não-uniformes na superfície de troca de calor. Nesses casos, as temperaturas de referência padrão, tais como T_m ou T_0 nos escoamentos internos, podem fornecer um coeficiente convectivo extremamente sensível a variações da temperatura da superfície do duto. Uma descontinuidade na distribuição da temperatura da superfície pode levar a uma descontinuidade do coeficiente local de transferência de calor (Kays e Crawford, 1993).

Em certas aplicações, como no caso de placas contendo aquecedores discretos montados na sua superfície, a taxa de calor gerada em cada aquecedor pode variar arbitrariamente, causando distribuições distintas de temperatura na placa e nas superfícies dos aquecedores. Considerando as definições tradicionais, o coeficiente convectivo, mantido o escoamento, apresentará uma distribuição distinta para cada condição de aquecimento na placa. Neste caso, a utilidade do coeficiente convectivo seria limitada, pois ele seria apropriado para uma única condição de contorno térmica.

Esta restrição da utilidade dos coeficientes convectivos tradicionais sugeriu a busca de uma alternativa que fosse independente da condição de aquecimento discreto de uma placa. Conforme citado por Moffat (1998), a primeira solução encontrada para este problema foi apresentada por Anderson e Moffat (1992a,b), num estudo do resfriamento de componentes eletrônicos discretos montados numa placa adiabática. Ela surgiu na forma de um coeficiente convectivo cuja temperatura de referência foi a temperatura adiabática da superfície, T_{ad} (Arvizu e Moffat, 1982). Por essa razão, ele é denominado coeficiente adiabático de transferência de calor, h_{ad} , sendo definido por

$$h_{ad} = \frac{q_{cv}/A}{(T_s - T_{ad})}. \quad (2.2)$$

A temperatura adiabática de uma superfície é definida por Moffat (2004) como a temperatura que ela atingiria se fosse isolada termicamente enquanto todas as outras partes do sistema ainda gerassem calor nas mesmas taxas e mantivessem suas temperaturas inalteradas. Com esta nova definição, os resultados obtidos indicaram que o coeficiente convectivo h_{ad} possui algumas propriedades importantes. Primeiro, ele é mensurável por um teste simples, considerando um único elemento aquecido na placa de cada vez. Segundo, e talvez mais importante, h_{ad} é independente das condições de contorno térmicas, isto é, ele constitui um descritor invariante do processo convectivo de transferência de calor. Seus valores são positivo-definidos, limitados e uma função somente da geometria, do campo de escoamento e das propriedades do fluido.

2.1.1 Descrição Através da Função de Superposição

Anderson e Moffat (1992a,b), consideraram a troca convectiva de calor num canal retangular contendo módulos protuberantes aquecidos e dispostos numa rede bidimensional, com M colunas e N fileiras, montados numa parede adiabática como indicado na Fig. 2.1.

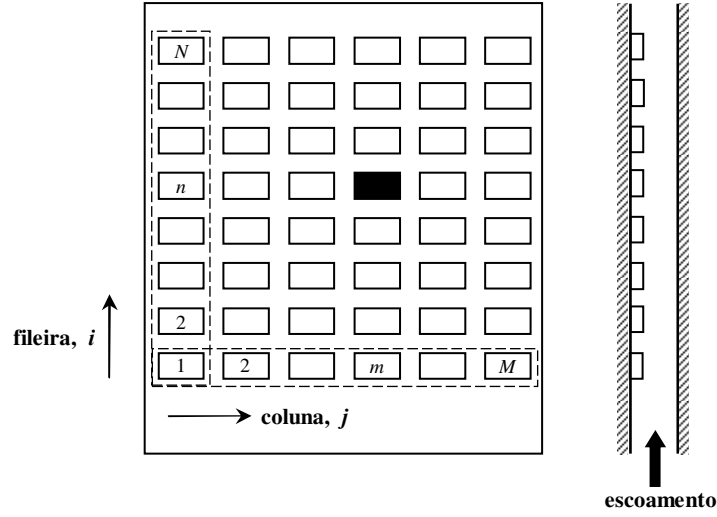


Figura 2.1. Configuração 3D utilizada por Anderson e Moffat (1992a, b).

Os módulos na placa adiabática eram aquecidos de forma arbitrária e atingiam uma temperatura uniforme em cada caso. O aumento de temperatura de um módulo localizado na fileira n e na coluna m da distribuição foi expresso baseado no princípio de superposição aplicado à equação de conservação de energia. Considerando a soma dos efeitos de todos os módulos até a fileira n ,

$$\Delta T_{n,m} = (T_h - T_0)_{n,m} = \sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^n \frac{q_{ij}}{\dot{m} c_p} g_{ni,mj}^* \quad (2.3)$$

Na Eq. (2.3), T_h indica a temperatura da superfície do módulo (m,n) considerado, T_0 a temperatura do fluido na entrada do canal, $\dot{m}$ a vazão mássica do escoamento e c_p o calor específico do fluido. Os coeficientes j e i representam respectivamente os contadores de coluna e fileira na distribuição de módulos. A taxa de transferência convectiva de calor num módulo (i,j) é representada por q_{ij} e $g_{ni,mj}^*$ indica uma função de superposição discretizada. Os sub-índices

de $g_{ni,mj}^*$ representam o efeito de um módulo na posição indicada pela fileira i e pela coluna j no módulo considerado na posição (n,m) .

O aumento de temperatura no módulo (n,m) pode ser descrito como a soma de duas contribuições. Uma, devido à esteira térmica causada pelo aquecimento dos módulos a montante (aumento da temperatura adiabática) e a outra, devido ao seu próprio aquecimento (auto-aquecimento).

$$\Delta T_{n,m} = (T_h - T_0)_{n,m} = (T_{ad} - T_0)_{n,m} + (T_h - T_{ad})_{n,m} . \quad (2.4)$$

Utilizando o conceito da função de superposição discretizada apresentado na Eq. (2.3), a Eq. (2.4) foi reescrita na forma

$$\Delta T_{n,m} = (T_h - T_0)_{n,m} = \sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^{n-1} \frac{q_{ij}}{\dot{m} c_p} g_{ni,mj}^* + \frac{q_{nm}}{\dot{m} c_p} g_{nn,mm}^* . \quad (2.5)$$

Na modelagem descrita pela Eq. (2.5), os efeitos dos módulos aquecidos na mesma fileira n do módulo (n,m) são desprezados. Utilizando as Eqs. (2.2), (2.3) e (2.4), a função de superposição discretizada que indica o auto-aquecimento, $g_{nn,mm}^*$, pode ser expressa como

$$g_{nn,mm}^* = \frac{\dot{m} c_p}{q_{nm}} (T_h - T_{ad})_{n,m} = \frac{\dot{m} c_p}{(h_{ad} A)_{n,m}} . \quad (2.6)$$

Na Eq. (2.6), a razão $q_{nm} / \dot{m} c_p$ corresponde ao aumento da temperatura média de mistura $(\Delta T_m)_{n,m}$ do escoamento fluido no canal devido à taxa de geração de calor no módulo (n,m) . Deste modo, $g_{nn,mm}^*$ pode ser conceituado também como a razão entre duas diferenças de temperatura,

$$g_{nn,mm}^* = \frac{(T_h - T_{ad})_{n,m}}{(\Delta T_m)_{n,m}} . \quad (2.7)$$

Na literatura existem diversos trabalhos que investigaram o coeficiente adiabático de transferência de calor e a função de superposição g^* para configurações de canais de placas paralelas contendo aquecedores discretos montados numa superfície adiabática. Dentre eles, destacam-se: Sparrow *et al.* (1980, 1982), Arvizu e Moffat (1981), Arvizu *et al.* (1985), Moffat *et al.* (1985), Lehmann e Wirtz (1985), Hollworth e Fuller (1987), Garimella e Eibeck (1990, 1991), Moffat e Anderson (1990), Anderson e Moffat (1990, 1991), Faghri e Sridhar (1991), Faghri *et al.* (1991), Wirtz e Chen (1991), Molki *et al.* (1993, 1995), Kang (1994), Nakayama e Park (1996), Molki e Faghri (2000), Rhee e Moffat (2006) e Alves e Altemani (2007, 2008a).

2.1.2 Descrição Através da Função de Green

Hacker e Eaton (1995) utilizaram uma função de *Green* discreta e sua inversa como uma generalização do conceito da função de superposição g^* . Neste novo procedimento, o conceito do coeficiente convectivo não foi necessário, embora o conhecimento da função de *Green* para uma dada situação permita que h_{ad} e T_{ad} sejam obtidos, como será indicado no próximo capítulo.

A aplicação do conceito da função de *Green* inversa foi baseada na linearidade da equação da energia e utiliza a resposta térmica de fluxos uniformes de calor impostos numa superfície de interesse. Este conceito pode ser apresentado com auxílio da configuração 2D indicada na Fig. 2.2, representando uma placa adiabática contendo N módulos rentes à superfície, que podem ser aquecidos de forma independente.

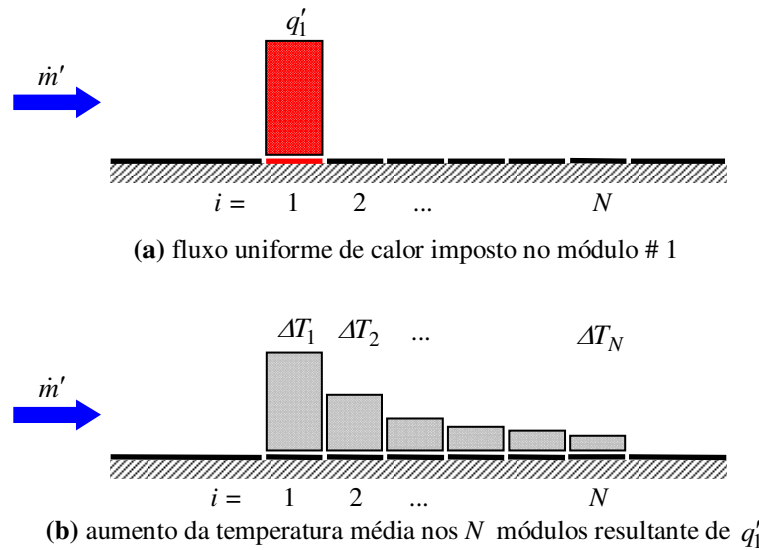


Figura 2.2. Determinação dos coeficientes g_{nl}^{-1} da função de *Green* discreta inversa.

O aumento da temperatura média de um módulo arbitrário n foi expresso por Hacker e Eaton (1995) pela soma dos efeitos de todos os N módulos montados na placa adiabática, através de

$$\Delta T_n = (T_h - T_0)_n = \sum_{i=1}^N g_{ni}^{-1} q'_i. \quad (2.8)$$

Na Eq. (2.8), g_{ni}^{-1} representa o termo da função de *Green* discreta inversa (G^{-1}), que relaciona a taxa de geração de calor q'_i no módulo i ao aumento da temperatura média ΔT_n resultante no módulo n . Esta equação pode ser representada de forma compacta através da seguinte notação matricial

$$\Delta \mathbf{T} = \mathbf{G}^{-1} \mathbf{q}', \quad (2.9)$$

ou ainda, na forma expandida

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \\ \Delta T_2 \\ \vdots \\ \Delta T_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g_{11}^{-1} & g_{12}^{-1} & \cdots & g_{1N}^{-1} \\ g_{21}^{-1} & g_{22}^{-1} & \cdots & g_{2N}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N1}^{-1} & g_{N2}^{-1} & \cdots & g_{NN}^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1 \\ q'_2 \\ \vdots \\ q'_N \end{bmatrix}. \quad (2.10)$$

Nas Eqs. (2.9) e (2.10) $\Delta \mathbf{T}$ representa um vetor contendo o aumento da temperatura média resultante em cada módulo e $\mathbf{q}'$ é um vetor indicando as taxas de geração de calor em cada módulo.

Nos escoamentos não-separados, o efeito do aquecimento de cada módulo não afeta o aumento de temperatura média dos módulos posicionados a montante, de forma que a matriz $\mathbf{G}^{-1}$ torna-se triangular inferior ($g_{ni}^{-1} = 0$ para $i > n$).

Exemplos da aplicação da função de *Green* discreta podem ser encontrados nos seguintes trabalhos disponíveis na literatura: Hacker e Eaton (1997), Batchelder e Eaton (2001), Mukerji e Eaton (2002, 2005), Mukerji *et al.* (2004), Booten e Eaton (2005, 2007) e Booten *et al.* (2006).

2.2 Conjugado Convecção Forçada-Condução com Aquecimento Discreto

O problema de transferência de calor conjugada convecção forçada-condução representa a natureza de muitas aplicações práticas nas quais um ou mais aquecedores discretos estão montados num substrato condutor sobre o qual ocorre um escoamento fluido. Uma configuração típica com geometria 2D é ilustrada na Fig. 2.3, considerando um aquecedor montado num substrato cuja superfície inferior é adiabática. Neste caso, existem dois caminhos térmicos para a transferência de calor q do aquecedor para o escoamento fluido. Um, por convecção forçada, diretamente da superfície do aquecedor em contato com o escoamento, transferindo calor numa taxa q_f , e outro, por condução através da interface comum entre o aquecedor e o substrato, transferindo q_s . Considerando que a superfície inferior do substrato seja adiabática, como indicado na Fig. 2.3, a transferência de calor através deste caminho é, então, transferida novamente ao escoamento por convecção na superfície do substrato. Na configuração 2D considerada, a parcela q_s é subdividida em duas outras, a montante (q_u) e a jusante (q_d) do aquecedor.

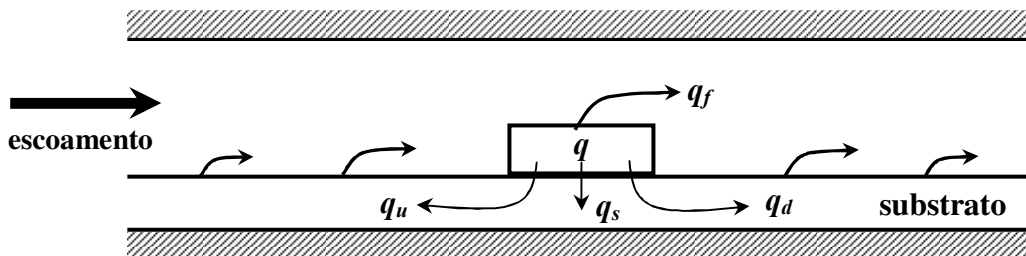


Figura 2.3. Caminhos térmicos da transferência de calor conjugada de um aquecedor.

A solução do problema conjugado pode ser obtida através de dois procedimentos denominados acoplado ou desacoplado. Na forma acoplada, o problema conjugado é resolvido através da solução simultânea das equações governantes nos domínios sólido e fluido. No procedimento desacoplado, o problema conjugado é resolvido de forma iterativa. Soluções consecutivas são efetuadas do problema de convecção, no domínio do escoamento e do problema de condução, no meio sólido. A solução do problema em cada domínio fornece uma condição de contorno para a solução do problema no outro domínio. No procedimento desacoplado, a introdução do coeficiente adiabático de transferência de calor como condição de contorno do

problema condutivo eliminou a necessidade de iteração no problema conjugado desacoplado (Anderson, 1994). Num procedimento desacoplado análogo, Batchelder e Eaton (2001) propuseram a utilização da função de *Green* discreta inversa, G^{-1} .

2.3 Trabalhos da Literatura

Nakayama (1997) apresentou uma ampla revisão dos trabalhos numéricos e experimentais disponíveis na literatura sobre a transferência de calor conjugada convecção forçada-condução de componentes eletrônicos montados em placas de circuito. Ele destacou que este modo conjugado de transferência de calor é predominante em sistemas compactos, particularmente nos sistemas de resfriamento por ar.

Nesta revisão bibliográfica, será dada ênfase às investigações numéricas que trataram do resfriamento por convecção forçada ou conjugado convecção forçada-condução de aquecedores discretos 2D rentes ou protuberantes num canal de placas paralelas com escoamento laminar.

2.3.1 Aquecedores Rentes

Ramadhyani *et al.* (1985) apresentaram resultados da análise numérica 2D da transferência de calor conjugada acoplada de dois aquecedores discretos montados rentes à parede inferior de um canal. Os aquecedores eram isotérmicos e montados num substrato condutivo de espessura finita. O resfriamento ocorreu por um escoamento laminar e desenvolvido. A análise investigou uma faixa de razões de condutividade térmica do substrato e do fluido. A temperatura de referência para o número de *Nusselt* foi a temperatura de entrada do fluido. Os resultados indicaram que a fração da transferência de calor do aquecedor para o substrato pode ser a principal contribuição da transferência de calor total, aumentando com a razão de condutividade térmica do substrato e do fluido e para baixos números de *Peclet* do escoamento.

Sugavanam *et al.* (1995) apresentaram uma análise numérica da transferência de calor conjugada de aquecedores 2D uniformemente aquecidos montados rentes ao substrato de um canal de placas paralelas. A superfície superior do substrato foi resfriada por convecção forçada

laminar e a superfície inferior foi adiabática ou sujeita à convecção forçada laminar. A dependência da transferência de calor do aquecedor foi investigada para uma ampla faixa de parâmetros, incluindo a razão de condutividades térmicas entre o substrato e o fluido (k_s/k), a posição do aquecedor no canal e o número de *Reynolds*. Os resultados obtidos numericamente num domínio, englobando o fluido e o substrato, indicaram que o pré-aquecimento do escoamento pela condução no substrato aumentou com a razão (k_s/k), diminuindo o número de *Nusselt* no aquecedor. A temperatura de referência para o *Nusselt* foi a temperatura de entrada do fluido no canal. Foi verificado que os efeitos da espessura do substrato foram importantes somente para razão de condutividades térmicas (k_s/k) maiores do que 10. O número de *Nusselt* médio na superfície do aquecedor diminuiu com o aumento de (k_s/k) no escoamento desenvolvido, devido exclusivamente aos efeitos de condução no substrato. Esta diminuição foi mais pronunciada para os menores valores de *Re*, devido ao aumento relativo do efeito da condução no substrato. Considerando um escoamento uniforme na entrada do canal se desenvolvendo ao longo do comprimento do canal, o *Nusselt* médio na superfície do aquecedor diminui com o aquecedor movendo-se para posições a jusante da entrada do canal.

Cole (1997) apresentou uma análise da transferência de calor conjugada convecção-condução de um aquecedor 2D montado rente à superfície de um substrato condutivo de espessura finita. O substrato foi resfriado no lado do aquecedor por um escoamento fluido com um perfil de velocidade linear, enquanto a superfície oposta era adiabática. A temperatura de referência para o número de *Nusselt* foi a temperatura de corrente livre do fluido, típica para escoamentos externos. Os resultados numéricos da transferência de calor foram apresentados em termos de um número de *Peclet* modificado juntamente com correlações simples. Foi encontrado que para valores altos deste parâmetro, a transferência de calor foi dominada por convecção para o escoamento fluido e o tamanho do aquecedor foi um comprimento de escala apropriado. Para baixos valores, o comprimento de escala apropriado foi a espessura do sólido.

Culham *et al.* (1999) apresentaram um método analítico 1D que caracterizaram os efeitos da esteira térmica para um resfriamento convectivo de um placa plana, com aquecedores discretos montados rentes ao substrato. Usando técnicas de solução integral, eles previram o

aumento de temperatura induzido em localizações a jusante do aquecimento. Esta solução analítica pode ser uma condição de contorno do problema conjugado de convecção-condução para avaliar rápida e precisamente a transferência de calor conjugada em aplicações de resfriamento de eletrônicos. O modelo de esteira térmica foi validado utilizando simulações numéricas para uma ampla faixa de parâmetros de teste, e a diferença média entre os resultados numéricos e as previsões analíticas foi menor do que 2% para todos os casos analisados.

Alves e Altemani (2008b) realizaram uma investigação numérica para avaliação de diferentes coeficientes convectivos de transferência de calor para três aquecedores 2D montados rentes à parede inferior de um canal de placas paralelas. Um fluxo uniforme de calor foi considerado ao longo de cada aquecedor, enquanto as demais superfícies do canal eram adiabáticas. Um escoamento laminar forçado de ar com propriedades constantes foi considerado no canal, já desenvolvido ou com uma velocidade uniforme na entrada. Os coeficientes convectivos foram avaliados considerando três possibilidades para a temperatura de referência. A primeira foi a temperatura de entrada do fluido no canal, a segunda foi a temperatura média de mistura do escoamento imediatamente à montante de cada aquecedor e a terceira opção empregou o conceito da temperatura adiabática da parede. Eles mostraram que a última alternativa fornece um descritor invariante, o coeficiente adiabático de transferência de calor, o qual depende somente do escoamento e da geometria. Isto é conveniente para a análise térmica de equipamentos eletrônicos, onde o aquecimento dos componentes é discreto e pode ser distinto para cada componente.

Alves e Altemani (2008a) investigaram numericamente a transferência de calor conjugada convecção forçada-condução de um único aquecedor 2D montado rente à parede condutiva de espessura finita de um canal de placas paralelas. Uma geração uniforme de calor no aquecedor foi transferida tanto diretamente ao escoamento de ar no canal por convecção quanto ao substrato por condução através da interface comum. O escoamento de ar considerado era permanente, laminar e desenvolvido na entrada do canal, com propriedades constantes. O problema conjugado foi resolvido numericamente com o domínio de solução compreendendo as regiões do fluido e do substrato. Um processo iterativo foi empregado para a obtenção da subdivisão da taxa total de transferência de calor do aquecedor entre os dois caminhos térmicos. Os resultados foram obtidos

para um número de *Reynolds* no canal na faixa entre aproximadamente 600 e 1900, correspondendo a velocidades médias do escoamento de ar de 0,5 m/s a 1,5 m/s. Os efeitos de razão de condutividades térmicas entre o substrato e o fluido (k_s/k) foram analisados na faixa de 10 a 80. A influência da espessura do substrato foi verificada de 1 a 5 mm. Os resultados dos números de *Nusselt* médios, $\overline{Nu}_0$ e $\overline{Nu}_{ad}$, foram relatados para avaliar o ganho de transferência de calor devido ao substrato condutivo em comparação ao substrato adiabático, indicando valores de 150% a 280%.

2.3.2 Aquecedores Protuberantes

Davalath e Bayazitoglu (1987) apresentaram uma investigação numérica pioneira do resfriamento conjugado convecção forçada-condução de três aquecedores protuberantes montados na parede inferior condutiva de um canal horizontal. Eles efetuaram uma análise numérica 2D acoplada considerando substratos adiabático (resfriamento convectivo) e condutivo (resfriamento conjugado) num canal com escoamento laminar. O número de *Reynolds* foi baseado na altura do canal e associado à velocidade média do fluido na faixa de 100 a 1500. Na entrada do canal, o escoamento foi assumido com um perfil de velocidade desenvolvido e a temperatura era uniforme. O coeficiente convectivo de transferência de calor foi baseado na temperatura de entrada do fluido no canal. Uma geração de calor uniforme em cada aquecedor protuberante foi considerada e a variação do número de *Nusselt* ao longo de suas superfícies foi estudada. O efeito do número de *Prandtl* foi incluído numa correlação para o número de *Nusselt* médio de cada aquecedor.

Kim e Anand (1995) estudaram o resfriamento conjugado convecção forçada-condução de uma configuração de aquecedores discretos protuberantes montados numa parede de uma pilha de placas paralelas com escoamento laminar. Eles consideraram somente a condição de um escoamento laminar periodicamente desenvolvido e transferência de calor de uma configuração de aquecedores com dissipação uniforme de calor em cada aquecedor. Esta condição é mantida quando o número de aquecedores protuberantes na direção do escoamento aumenta. O número de *Reynolds* foi baseado na velocidade média do escoamento no canal e no diâmetro hidráulico, com simulações efetuadas na faixa de 100 a 2000. O comprimento do domínio de cálculo compreendeu um módulo com um aquecedor protuberante e o espaçamento entre dois blocos

consecutivos. O número de *Nusselt* foi baseado na temperatura média de mistura do fluido a montante de cada módulo e os resultados foram apresentados para os valores local e médio. Os resultados foram obtidos considerando o ar como fluido de resfriamento e o número de *Nusselt* médio foi expresso como uma correlação de *Re*, da razão entre as condutividades térmicas do aquecedor e do ar e dos parâmetros geométricos. Como o número de *Nusselt* descreve somente a transferência de calor convectiva dos aquecedores protuberantes, uma resistência térmica global foi também definida e os resultados incluíram correlações para substratos adiabático e condutivo.

Kim e Anand (1994) consideraram uma pilha de placas paralelas com aquecedores protuberantes e impuseram repetidas condições de contorno na direção do escoamento, visando analisar somente um canal. Perfis uniformes de velocidade e temperatura foram considerados na entrada do canal, sob condições de escoamento laminar. Cinco aquecedores protuberantes com a mesma geração de calor foram montados na parede do canal e metade de um sexto aquecedor foi utilizado como condição de contorno térmica de saída. As condições do escoamento e a geometria foram análogas às aquelas apresentadas em Kim e Anand (1995). Uma resistência térmica global foi definida como a diferença de temperatura entre a temperatura máxima dentro de um aquecedor e uma temperatura de referência, com respeito à taxa de geração de calor no aquecedor. Duas temperaturas de referências foram empregadas: a temperatura de entrada do fluido no canal e a temperatura média de mistura de cada aquecedor. Foi verificado que a condutividade térmica do substrato contribuiu para diminuir o número de colunas necessárias para atingir as condições completamente desenvolvidas.

Young e Vafai (1998a) realizaram uma investigação numérica do resfriamento por convecção forçada com escoamento laminar de um único aquecedor protuberante montado num canal de placas adiabáticas. Na entrada do canal, a temperatura era uniforme e o perfil de velocidade do ar era parabólico. O número de *Reynolds* foi baseado no diâmetro hidráulico do canal e na velocidade média na entrada do canal. Eles apresentaram linhas de corrente e perfis de temperatura para o escoamento no canal e indicaram uma longa zona de recirculação a jusante do aquecedor que aumenta com *Re*. Um número de *Nusselt* local baseado na temperatura de entrada do fluido foi avaliado ao longo do perímetro do aquecedor em contato com o escoamento. Os números de *Nusselt* local e médio de cada uma das superfícies dos três aquecedores protuberantes

foram apresentados, indicando uma tendência geral de diminuição do Nu médio do aquecedor quando seu tamanho (altura e largura) aumenta. Duas condições de contorno térmicas distintas foram testadas, um fluxo uniforme de calor na base do aquecedor e uma geração uniforme de calor dentro do aquecedor. Os números de *Nusselt* local e médio foram quase os mesmos em ambas as condições, porém a temperatura máxima do aquecedor foi menor para o aquecimento volumétrico.

Young e Vafai (1998b) estudaram a convecção forçada num canal com uma configuração de aquecedores protuberantes montados na parede inferior adiabática. Três definições do número de *Nusselt* foram investigadas em cada aquecedor: distribuições locais ao longo de suas faces, valores médios de cada face e o valor médio no perímetro. Eles detalharam os efeitos das variações da altura, largura, espaçamento e do número de aquecedores em função da condutividade térmica do aquecedor, da vazão mássica do escoamento e do método de aquecimento. A periodicidade de Nu médio foi estabelecida, relativa ao nono aquecedor, em diferentes níveis de 5% e 10% (respectivamente oitavo e sétimo aquecedores). O comportamento periódico das componentes da velocidade e as distribuições de temperatura também foram explicitamente demonstrados para a configuração. Os resultados podem ser aplicados para diferentes configurações envolvendo múltiplos aquecedores.

Alves e Altemani (2009) realizaram um estudo numérico da transferência de calor conjugada convecção forçada-condução de um único aquecedor protuberante 2D montado na parede de espessura finita de um canal de placas paralelas. Uma dissipação de calor volumétrica uniforme no aquecedor foi transferida, em parte diretamente ao escoamento de ar no canal por convecção forçada e, em parte por condução ao substrato na região de contato com o aquecedor. O escoamento de ar considerado foi laminar, em regime permanente, com propriedades constantes e com perfis de velocidade e temperatura uniformes na entrada do canal. O problema conjugado foi resolvido numericamente dentro do domínio de solução compreendendo as regiões do fluido e do sólido. Os resultados mostraram que dentro das faixas investigadas do número de *Reynolds* no canal, da altura do aquecedor e da espessura e da condutividade térmica do substrato, houve um ganho da transferência de calor do aquecedor.

Zeng e Vafai (2009) sintetizaram os efeitos de vários parâmetros pertinentes ao desempenho do resfriamento convectivo de problemas similares aos estudados por Young e Vafai (1998 a,b). Eles estudaram amplas faixas de número de *Reynolds*, altura, largura, espaçamento e número de aquecedores, para estimar suas influências no processo de resfriamento. Duas correlações para o número de *Nusselt* foram desenvolvidas para os aquecedores protuberantes baseadas em inúmeras simulações.

Alves e Altemani (2010) analisaram numericamente a transferência de calor conjugada de um único aquecedor montado num substrato condutivo de um canal de placas paralelas sob condições de escoamento em regime laminar. O resfriamento do aquecedor foi mantido pela convecção forçada direta ao escoamento ou por condução através de sua interface com o substrato. A investigação foi executada para uma configuração 2D com geometria do canal fixada e altura do aquecedor variável. Na entrada do canal, a velocidade e a temperatura do escoamento foram uniformes. A espessura do substrato foi constante e sua condutividade térmica variou na faixa de 0 a 80 com relação à do ar, enquanto a condutividade térmica do aquecedor foi igual a 500 vezes a do ar. Os resultados foram expressos na forma adimensional, considerando três restrições diferentes: vazão mássica fixa, queda de pressão no canal fixa e potência de bombeamento fixa. As duas últimas restrições apresentaram uma altura do aquecedor ótima, porém cuidado foi tomado para evitar que a zona de recirculação a jusante do aquecedor se estendesse além do comprimento do canal. O ganho de transferência de calor promovido pela condução da parede foi claramente indicado.

Nenhum dos trabalhos considerados nesta revisão bibliográfica apresentou um descritor invariante do processo conjugado de transferência de calor por convecção forçada-condução. Esta lacuna motivou a presente Tese.

3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Os problemas investigados nesta Tese foram considerados no domínio 2D mostrado na Fig. 3.1. Eles envolveram o resfriamento de aquecedores montados na placa inferior (substrato) de um canal de placas paralelas. O resfriamento ocorreu por meio de um escoamento forçado em regime laminar permanente e com propriedades constantes. Na entrada do canal, os perfis de velocidade (u_0) e de temperatura (T_0) do escoamento eram uniformes.

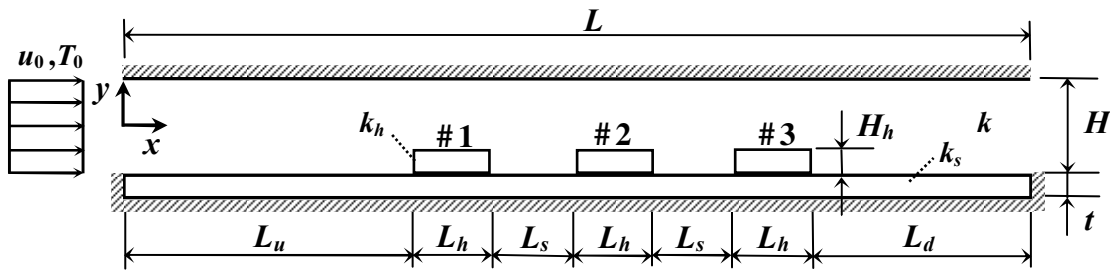


Figura 3.1. Domínio com três aquecedores 2D montados no substrato de um canal de placas paralelas.

O canal possui altura H e comprimento L , podendo ser parcialmente obstruído por aquecedores protuberantes. O substrato possui o mesmo comprimento do canal, espessura t e condutividade térmica k_s . Os aquecedores, com comprimento L_h , altura H_h e condutividade térmica k_h , podem ser protuberantes, como indicado na Fig. 3.1, ou rentes à superfície ($H_h = 0$). A borda a montante do aquecedor #1 está posicionada em L_u , o espaçamento entre os aquecedores é igual a L_s e o comprimento da extremidade a jusante do aquecedor #3 até o final do canal é L_d .

As propriedades do substrato e dos aquecedores protuberantes foram consideradas constantes. Os sub-índices s e h foram utilizados para indicar, respectivamente, as propriedades do substrato e dos aquecedores protuberantes. As propriedades do fluido foram indicadas sem nenhum sub-índice.

A modelagem do problema sempre foi efetuada para um domínio único, compreendendo as regiões sólidas (substrato e aquecedores) e o escoamento fluido no canal. Deste modo, as equações de conservação foram formuladas para o domínio de comprimento L e altura $(H + t)$ indicado na Fig. 3.1.

As equações governantes abrangeram os princípios de conservação no domínio considerado, e foram expressas a seguir na forma dimensional, considerando regime permanente, propriedades constantes e dissipação viscosa desprezível. Eventuais efeitos de oscilação do escoamento não foram considerados nesta Tese. Além disso, efeitos de convecção natural e de radiação térmica não foram considerados nesta modelagem (Apêndice A).

- Continuidade:

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

- *Momentum* na direção x :

$$\rho^* \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu^* \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \quad (3.2)$$

- *Momentum* na direção y :

$$\rho^* \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu^* \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right), \quad (3.3)$$

- Energia:

$$C^* \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k^* \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + S\delta. \quad (3.4)$$

Nas equações do *momentum* nas direções x e y , Eqs. (3.2) e (3.3), os coeficientes ρ^* e μ^* foram atribuídos de forma distinta para as regiões do fluido e do sólido:

- no fluido:

$$\rho^* = \rho \quad \text{e} \quad \mu^* = \mu, \quad (3.5)$$

- nos aquecedores protuberantes:

$$\rho^* = \rho_h \quad \text{e} \quad \mu^* = \mu_h, \quad (3.6)$$

- no substrato:

$$\rho^* = \rho_s \quad \text{e} \quad \mu^* = \mu_s. \quad (3.7)$$

Devido à consideração de um único domínio de cálculo abrangendo as regiões sólidas e de fluido, na técnica de resolução numérica que será apresentada no próximo capítulo, foi utilizado o artifício de uma viscosidade local (μ^*) muito elevada ($\approx 10^{10}$) nas regiões sólidas nas equações do *momentum*. Desse modo, as velocidades locais resultantes no aquecedor e no substrato tornaram-se desprezíveis e satisfizeram a condição de não-deslizamento nas interfaces sólido-fluido. Com este procedimento, a equação da energia na região sólida tornou-se equivalente à equação da condução de calor.

Na equação da energia, Eq. (3.4), os coeficientes k^* , C^* e δ foram adequados para cada região, da seguinte forma.

- no fluido:

$$C^* = C = \rho c_p, \quad k^* = k \quad \text{e} \quad \delta = 0, \quad (3.8)$$

- nos aquecedores protuberantes:

$$C^* = C_h = (\rho c_p)_h, \quad k^* = k_h \quad \text{e} \quad \delta = 1, \quad (3.9)$$

- no substrato:

$$C^* = C_s = (\rho c_p)_s, \quad k^* = k_s \quad \text{e} \quad \delta = 0. \quad (3.10)$$

O termo fonte, S , na equação da energia foi expresso por

$$S = \frac{q'}{H_h L_h}. \quad (3.11)$$

A Eq. (3.11) indica a taxa de geração de calor num aquecedor protuberante, como indicado na Fig. 3.1. Em todos os casos analisados, essa taxa foi considerada uniforme em cada aquecedor. O termo q' indica a taxa de geração de calor por unidade de comprimento de cada aquecedor na direção normal ao plano da Fig. 3.1. Quando o aquecedor era rente à superfície do substrato, um fluxo uniforme de calor q'' foi considerado em cada aquecedor, de maneira que a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento do aquecedor era $q' = q'' L_h$.

As condições de contorno do escoamento foram velocidade uniforme (u_0) na entrada do canal e velocidade nula nas superfícies superior e inferior do domínio. Na saída do canal, o escoamento foi tratado com uma difusão desprezível na direção x para as duas componentes de velocidade, isto é, $\partial u/\partial x = 0$ e $\partial v/\partial x = 0$.

As condições de contorno térmicas consideradas foram temperatura uniforme (T_0) na entrada do canal e na sua saída, a difusão térmica na direção x foi desprezada. As superfícies superior e inferior do domínio, bem como as duas extremidades do substrato, foram consideradas adiabáticas. Na interface entre cada aquecedor e o substrato foi admitido um contato térmico perfeito.

Um método de solução numérica, que será descrito no próximo capítulo, foi empregado para a resolução das equações governantes, fornecendo as distribuições de velocidade, de pressão e de temperatura no domínio considerado. As soluções numéricas das distribuições das variáveis primitivas (u, v, p e T) foram utilizadas para a definição das grandezas derivadas que serão apresentadas a seguir.

Em todos os casos analisados, o número de *Reynolds* no canal foi baseado em seu diâmetro hidráulico e expresso por

$$Re = \frac{\rho u_0 2H}{\mu} = \frac{u_0 2H}{\nu}. \quad (3.12)$$

Os resultados da distribuição de temperatura em cada caso analisado permitiram a avaliação da subdivisão da taxa de transferência de calor q'_n gerada em cada aquecedor em duas parcelas. Uma parcela foi transferida diretamente das superfícies do aquecedor para o escoamento fluido por convecção, sendo indicada por $q'_{f,n}$. A outra parcela foi transferida do aquecedor para o substrato por condução através da interface comum, sendo indicada por $q'_{s,n}$. Esta parcela era propagada por condução no substrato, tanto a montante ($q'_{u,n}$) quanto a jusante ($q'_{d,n}$) do aquecedor, antes de retornar ao escoamento fluido por convecção. Esta divisão da taxa total de

transferência de calor q'_n de cada aquecedor foi ilustrada na Fig. 2.3. Considerando o processo em regime permanente, a conservação de energia em cada aquecedor requer que as seguintes relações sejam satisfeitas:

$$q'_n = q'_{f,n} + q'_{s,n} , \quad (3.13)$$

$$q'_{s,n} = q'_{u,n} + q'_{d,n} . \quad (3.14)$$

Os valores de $q'_{f,n}$ e de $q'_{s,n}$ foram obtidos por integração numérica dos fluxos locais não-uniformes de calor respectivamente na interface aquecedor-fluido, $q''_{f,n}(\xi)$, e na interface aquecedor-substrato, $q''_{s,n}(x)$. Os valores de $q'_{u,n}$ e $q'_{d,n}$ foram obtidos por integração numérica dos fluxos locais $q''_{u,n}(y)$ e $q''_{d,n}(y)$ no substrato, como descrito no próximo capítulo.

Na interface de cada aquecedor com o escoamento fluido, um coeficiente convectivo, $h(\xi)$, foi definido baseado na diferença entre a temperatura local da superfície do aquecedor, $T_{h,n}(\xi)$, e uma temperatura de referência $T_{r,n}$,

$$h_{r,n}(\xi) = \frac{q''_{f,n}(\xi)}{T_{h,n}(\xi) - T_{r,n}} . \quad (3.15)$$

Na Eq. (3.15), três temperaturas de referência foram consideradas: a temperatura de entrada do fluido no canal, T_0 , a temperatura média de mistura do escoamento na borda a montante do aquecedor considerado, $T_{m,n}$, e a temperatura adiabática do aquecedor em questão, $T_{ad,n}$.

A temperatura média de mistura $T_{m,n}$ foi avaliada na seção transversal do canal (A_c), imediatamente a montante do aquecedor, considerando o escoamento com propriedades constantes.

$$T_{m,n} = \frac{\int_{A_c} u T dA}{\int_{A_c} u dA}. \quad (3.16)$$

A temperatura adiabática T_{ad} foi obtida por meio de simulações numéricas com um único aquecedor ativo, pois neste caso ela coincide com a temperatura de entrada T_0 do fluido no canal.

Com a definição do coeficiente convectivo, Eq. (3.15), o comprimento L_h do aquecedor foi selecionado como a dimensão característica para o número de *Nusselt* local de cada aquecedor. Esta escolha permitiu a mesma definição deste parâmetro para aquecedores rentes ou protuberantes no substrato, pois eles possuem o mesmo comprimento.

$$Nu_{r,n}(\xi) = \frac{h_{r,n}(\xi) L_h}{k}. \quad (3.17)$$

O coeficiente convectivo e o número de *Nusselt* médios de cada aquecedor foram respectivamente definidos como

$$\bar{h}_{r,n} = \frac{q'_{f,n}}{P_w(\bar{T}_{h,n} - T_{r,n})}, \quad (3.18)$$

$$\overline{Nu}_{r,n} = \frac{\bar{h}_{r,n} L_h}{k}. \quad (3.19)$$

Na Eq. (3.18), as temperaturas de referência $T_{r,n}$ são as mesmas consideradas anteriormente e a temperatura média da superfície do aquecedor, $\bar{T}_{h,n}$, foi obtida por integração numérica ao longo do seu perímetro (P_w).

$$\bar{T}_{h,n} = \frac{1}{P_w} \int_{P_w} T_{h,w}(\xi) d\xi. \quad (3.20)$$

3.1 Coeficientes de Influência Conjugados g^+

Nesta Tese é proposta uma extensão da função de *Green* discreta inversa (Hacker e Eaton, 1995) para englobar os problemas conjugados de convecção forçada-condução através do uso de coeficientes de influência conjugados g^+ . Pelo princípio de superposição, baseado na linearidade da equação da energia, o aumento da temperatura média de um aquecedor n numa configuração 2D como a indicada na Fig. 3.1, pode ser expresso pela soma dos efeitos de todos os N aquecedores montados no substrato condutivo.

$$\Delta \bar{T}_n = (\bar{T}_h - T_0)_n = \frac{1}{\dot{m}' c_p} \sum_{i=1}^N g_{ni}^+ q'_i, \quad (3.21)$$

A partir das definições do número de *Reynolds*, Eq. (3.12), do número de *Prandtl*, $Pr = \mu c_p / k$ e da vazão mássica, $\dot{m}' = \rho u_0 H$, a Eq. (3.21), pode ser reescrita como

$$\Delta \bar{T}_n = (\bar{T}_h - T_0)_n = \frac{2}{Re Pr k} \sum_{i=1}^N g_{ni}^+ q'_i. \quad (3.22)$$

Nas Eqs. (3.21) e (3.22), o coeficiente de influência conjugado g_{ni}^+ relaciona o aumento da temperatura média do aquecedor n resultante de uma dissipação de calor no aquecedor i . Como será mostrado na próxima seção, para problemas particulares de convecção forçada estes coeficientes de influência podem ser associados ao coeficiente adiabático de transferência de calor e à função superposição discreta (Anderson e Moffat, 1992a,b), ou à função de *Green* discreta inversa (Hacker e Eaton, 1995).

Na forma matricial, a Eq. (3.22), pode ser escrita como

$$\Delta \bar{\mathbf{T}} = \frac{2}{Re Pr k} \mathbf{G}^+ \mathbf{q}'. \quad (3.23)$$

ou na forma expandida,

$$\begin{bmatrix} \Delta \bar{T}_1 \\ \Delta \bar{T}_2 \\ \vdots \\ \Delta \bar{T}_N \end{bmatrix} = \frac{2}{Re Pr k} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & \cdots & g_{1N}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & \cdots & g_{2N}^+ \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N1}^+ & g_{N2}^+ & \cdots & g_{NN}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1 \\ q'_2 \\ \vdots \\ q'_N \end{bmatrix}. \quad (3.24)$$

A matriz quadrada G^+ , proposta nesta Tese, contendo os coeficientes de influência conjugados g^+ , é um descritor invariante do processo de transferência de calor conjugada convecção forçada-condução. Desta forma, uma vez definida a matriz quadrada G^+ , o aumento da temperatura média de um aquecedor, resultante de uma distribuição arbitrária da taxa de geração de calor em todos os aquecedores, pode ser previsto pela Eq. (3.22). Os resultados obtidos da aplicação destes coeficientes de influência conjugados aos problemas conjugados considerados não necessitam da determinação de descritores convectivos de transferência de calor.

3.2 Descrição dos Casos Analisados

Os casos estudados nesta Tese, associados ao domínio mostrado na Fig. 3.1, envolveram o resfriamento de três aquecedores 2D montados rentes ou protuberantes num substrato adiabático ou condutivo. Para um substrato adiabático, o resfriamento dos aquecedores ocorreu apenas por convecção forçada e para um substrato condutivo, o resfriamento ocorreu de forma conjugada por convecção forçada-condução.

Os quatro casos analisados são mostrados nas Figs. 3.2 a 3.5 e serão descritos a seguir. Em todos os casos, o canal tinha altura H e comprimento $L = 20H$, os aquecedores tinham comprimento $L_h = H$, o espaçamento entre os aquecedores era $L_s = H$ e os comprimentos L_u e L_d eram respectivamente iguais à $8H$ e $7H$. Nos casos em que os aquecedores eram protuberantes, a altura H_h variou entre $0,05H$ e $0,35H$. A altura máxima dos aquecedores protuberantes foi limitada para evitar que a região de recirculação a jusante do terceiro aquecedor atingisse a seção de saída do canal. A espessura t do substrato condutivo permaneceu igual a $0,1H$ em todos os casos analisados. Estas geometrias foram baseadas naquelas de trabalhos com aplicação no controle térmico de componentes eletrônicos montados em placas de circuito (Davalath e Bayazitoglu, 1987, Anderson e Moffat, 1992a,b, Ortega, 1996, Wirtz, 1996, Nakayama, 1997, Bar-Cohen *et al.*, 2003 e Zeng e Vafai, 2009).

3.2.1 Resfriamento por Convecção Forçada

Dois casos foram analisados considerando o substrato adiabático, um com aquecedores rentes (Caso A) e outro com aquecedores protuberantes (Caso B). Nestes casos, todo o calor gerado foi transferido diretamente dos aquecedores para o escoamento fluido por convecção, ou seja, $q'_n = q'_{f,n}$.

Caso A: Resfriamento Convectivo de Três Aquecedores Rentes

A configuração do Caso A está apresentada na Fig. 3.2, com os três aquecedores rentes ao substrato adiabático. Neste caso, os aquecedores rentes não causam nenhuma recirculação do escoamento fluido e o aumento da temperatura média de um aquecedor n pode ser determinado por

$$\Delta \bar{T}_n = (\bar{T}_h - T_0)_n = \frac{2}{Re Pr k} \sum_{i=1}^n g_{ni}^+ q'_i, \quad (3.25)$$

ou, na forma matricial

$$\begin{bmatrix} \Delta \bar{T}_1 \\ \Delta \bar{T}_2 \\ \Delta \bar{T}_3 \end{bmatrix} = \frac{2}{Re Pr k} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & 0 & 0 \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & 0 \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1 \\ q'_2 \\ q'_3 \end{bmatrix}. \quad (3.26)$$

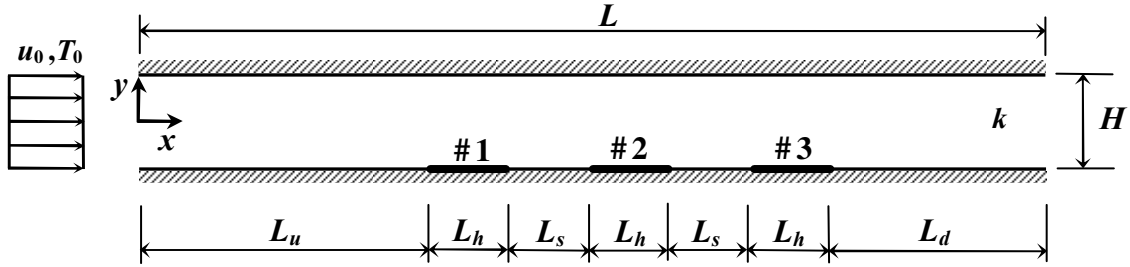


Figura 3.2. Caso A: Três aquecedores rentes num substrato adiabático.

A Eq. (3.26) indica que os efeitos térmicos de cada aquecedor não afetam o aumento da temperatura média dos aquecedores situados a montante, de tal maneira que a matriz G^+ torna-se triangular inferior ($g_{ni}^+ = 0$ para $i > n$). Os termos da diagonal principal, os coeficientes de influência g_{nn}^+ , representam os efeitos do auto-aquecimento de cada aquecedor. Utilizando as Eqs. (3.18), (3.19) e (3.25), eles podem ser relacionados com o número de *Nusselt* adiabático médio:

$$g_{nn}^+ = \frac{Re Pr}{2Nu_{ad,n}}. \quad (3.27)$$

Os termos fora da diagonal principal, os coeficientes de influência g_{ni}^+ , representam a influência térmica de um aquecedor nos aquecedores situados a jusante.

Para o Caso A, a partir da Eq. (3.25) e da Eq. (2.3) adaptada para a configuração 2D da Fig. 3.2, é possível verificar que o coeficiente de influência conjugado g^+ , proposto nesta Tese, coincide com a função de superposição discreta g^* proposta por Anderson e Moffat (1992a, b), ou seja,

$$g^+ = g^*. \quad (3.28)$$

Caso B: Resfriamento Convectivo de Três Aquecedores Protuberantes

O Caso B, indicado na Fig. 3.3, considerou o resfriamento convectivo de três aquecedores protuberantes montados num substrato adiabático. Neste caso, devido às características do escoamento (existência de recirculações), o aumento da temperatura média de um aquecedor n sofre a influência de todos os aquecedores e foi determinado por

$$\Delta \bar{T}_n = (\bar{T}_h - T_0)_n = \frac{2}{Re Pr k} \sum_{i=1}^3 g_{ni}^+ q'_i, \quad (3.29)$$

ou, na forma matricial

$$\begin{bmatrix} \Delta \bar{T}_1 \\ \Delta \bar{T}_2 \\ \Delta \bar{T}_3 \end{bmatrix} = \frac{2}{Re Pr k} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & g_{13}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & g_{23}^+ \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1 \\ q'_2 \\ q'_3 \end{bmatrix}. \quad (3.30)$$

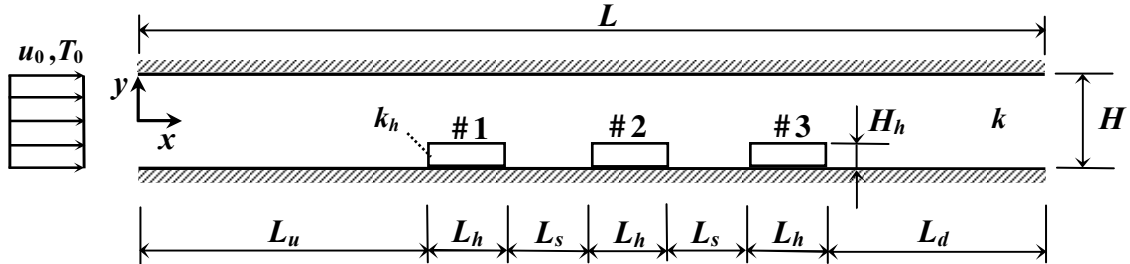


Figura 3.3. Caso B: Três aquecedores protuberantes num substrato adiabático.

Na Eq. (3.30), os termos da diagonal principal da matriz G^+ representam os efeitos térmicos do auto-aquecimento, enquanto que os demais termos representam a influência térmica proveniente dos outros aquecedores da configuração no aquecedor de interesse.

Utilizando as Eqs. (3.18), (3.19) e (3.29), os coeficientes de influência g_{nn}^+ foram relacionados com o número de *Nusselt* adiabático médio da seguinte forma:

$$g_{nn}^+ = \frac{Re Pr}{2Nu_{ad,n}} \left(\frac{L_h}{2H_h + L_h} \right). \quad (3.31)$$

Para o Caso *B*, considerando as Eqs. (3.29) e (2.8), é possível relacionar o coeficiente de influência conjugado g^+ com a função de *Green* discreta inversa, g^{-1} , apresentada por Hacker e Eaton (1995) da seguinte forma:

$$g^+ = \frac{Re Pr k}{2} g^{-1}. \quad (3.32)$$

3.2.2 Resfriamento Conjugado por Convecção Forçada e Condução

Dois casos foram analisados considerando um substrato condutivo, um com aquecedores rentes (Caso *C*) e outro, com aquecedores protuberantes (Caso *D*). Nestes casos, a taxa de calor gerada nos aquecedores é transferida por dois caminhos térmicos distintos. Um deles consiste da taxa de calor $q'_{f,n}$ transferida diretamente do aquecedor ao escoamento fluido por convecção forçada, e o outro refere-se à taxa de transferência de calor $q'_{s,n}$ conduzida para o substrato através da interface aquecedor-substrato. Esta parcela, devido à condição adiabática da superfície inferior do substrato, retorna ao escoamento fluido por convecção tanto a montante ($q'_{u,n}$) quanto a jusante ($q'_{d,n}$) do aquecedor.

Caso C: Resfriamento Conjugado de Três Aquecedores Rentes

A configuração do Caso *C* considerou os três aquecedores rentes montados no substrato condutivo, como ilustrado na Fig. 3.4. Neste caso, os aquecedores rentes ao substrato não causam recirculação no escoamento fluido. Devido, entretanto à condução de calor no substrato, o efeito do aquecimento discreto é propagado tanto a jusante quanto a montante de cada aquecedor.

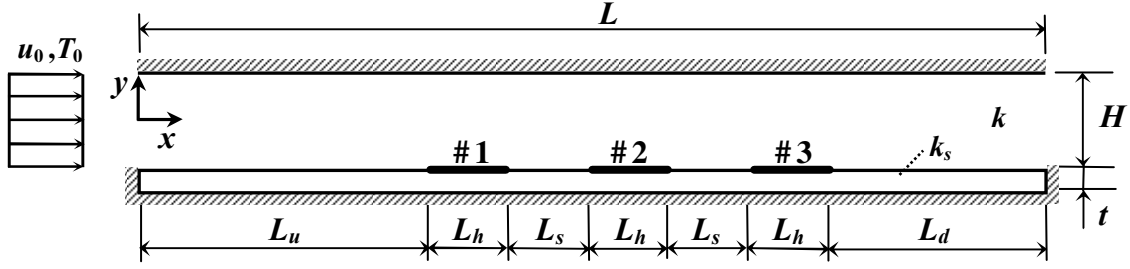


Figura 3.4. *Caso C:* Três aquecedores rentes num substrato condutivo.

Caso D: Resfriamento Conjugado de Três Aquecedores Protuberantes

O Caso *D*, ilustrado na Fig. 3.5, considerou o resfriamento conjugado convectivo-condutivo de três aquecedores protuberantes montados num substrato condutivo. Neste caso, o efeito do aquecimento discreto de um aquecedor propaga-se tanto a montante quanto a jusante por duas razões: a condução no substrato e a recirculação do escoamento devido à protuberância dos aquecedores.

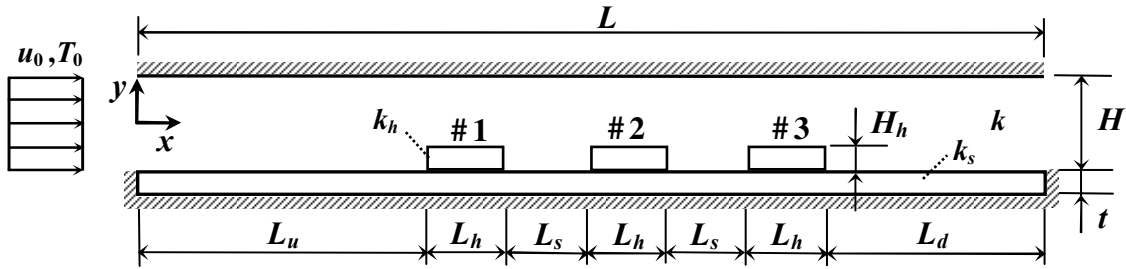


Figura 3.5. *Caso D:* Três aquecedores protuberantes num substrato condutivo.

Nos Casos *C* e *D*, devido às características do escoamento fluido e da transferência de calor conjugada convecção forçada-condução, o aumento da temperatura média de um aquecedor n sofre a influência de todos os aquecedores e também foi determinado pelas Eqs. (3.29) e (3.30):

$$(\bar{T}_h - T_0)_n = \frac{2}{Re Pr k} \sum_{i=1}^3 g_{ni}^+ q'_i, \quad (3.29)$$

ou, na forma matricial

$$\begin{bmatrix} \Delta \bar{T}_1 \\ \Delta \bar{T}_2 \\ \Delta \bar{T}_3 \end{bmatrix} = \frac{2}{Re Pr k} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & g_{13}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & g_{23}^+ \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1 \\ q'_2 \\ q'_3 \end{bmatrix}. \quad (3.30)$$

Na Eq. (3.30), a matriz quadrada G^+ contém os coeficientes de influência conjugados g^+ , que caracterizam a influência térmica do aquecimento discreto de um aquecedor em todos os aquecedores presentes na configuração. Esta matriz, proposta nesta Tese, é um descritor invariante do processo de transferência de calor conjugado convecção forçada-condução.

4 MÉTODO DE SOLUÇÃO NUMÉRICA

Nesta Tese foi utilizada uma solução numérica do problema conjugado para o domínio indicado na Fig. 3.1, englobando as regiões sólidas (substrato e aquecedores) e o escoamento fluido no canal, através do procedimento acoplado. Neste capítulo, a técnica de resolução numérica será descrita brevemente e os resultados de alguns testes numéricos comparativos com resultados da literatura para problemas semelhantes serão apresentados.

4.1 Técnica de Resolução Numérica

As equações governantes com suas condições de contorno, apresentadas no Capítulo 3, foram resolvidas numericamente utilizando o método dos Volumes de Controle (Patankar, 1980). O algoritmo SIMPLE foi utilizado para tratar do acoplamento pressão-velocidade. A discretização dos termos difusivo-convectivos foi realizada através do esquema Lei de Potência (*Power Law*). Nas interfaces sólido-fluido, os coeficientes difusivos foram avaliados pela média harmônica. A resolução das equações discretizadas foi feita de forma sequencial e iterativa através do uso do algoritmo TDMA linha-a-linha com correção em bloco. Devido às não-linearidades na equação do *momentum*, as componentes de velocidade e a correção da pressão foram sub-relaxadas para prevenir instabilidade e divergência. O critério de parada do processo iterativo de resolução foi estabelecido para mudanças absolutas das variáveis primitivas menores do que quatro algarismos significativos entre duas iterações consecutivas, enquanto a conservação global de massa no domínio foi satisfeita em todas as iterações. Uma grade computacional não-uniforme, mais concentrada nas regiões próximas às interfaces sólido-fluido e que será detalhada na Seção 4.3, foi empregada devido aos maiores gradientes das variáveis primitivas nestas regiões. Os resultados foram obtidos utilizando um pacote computacional originalmente distribuído pelo Prof. *Suhas V. Patankar* da Universidade de *Minnesota* e que vem sendo utilizado na Unicamp/FEM desde 1980. Este pacote foi escrito em linguagem de programação *Fortran* e permite a resolução de problemas distintos através da adequação de apenas uma de suas sub-rotinas. As resoluções numéricas foram executadas num

microcomputador com processador *Intel® Core™ 2 Quad Q6600* 2,4GHz e 4GB de RAM. O tempo de processamento de uma solução típica considerando o resfriamento conjugado de aquecedores protuberantes foi de aproximadamente 20 minutos.

4.2 Testes Prévios com o Pacote Computacional

Para verificação inicial dos procedimentos numéricos, alguns testes foram efetuados por meio de comparações com trabalhos disponíveis na literatura, associados a problemas semelhantes ao desta Tese.

Os resultados de três comparativos serão apresentados. O primeiro, Teste 1, consistiu do problema envolvendo um aquecedor rente a um substrato condutivo ou adiabático. Os outros dois testes analisaram o resfriamento envolvendo um (Teste 2) ou três (Teste 3) aquecedores protuberantes montados num substrato adiabático. Nestes testes, o fluido considerado foi o ar a 300 K, a condutividade térmica dos aquecedores protuberantes foi de $(k_h/k) = 10$, a geometria foi baseada num canal de placas paralelas com altura $H = 0,01$ m e o número de *Reynolds* foi baseado no diâmetro hidráulico do canal ($D_h = 2H$).

4.2.1 Teste 1: Um Aquecedor Rente num Substrato Condutivo ou Adiabático

Este teste foi realizado para comparação com os resultados numéricos apresentados por Sugavanam *et al.* (1995), na configuração mostrada na Fig. 4.1. O resfriamento conjugado convecção forçada-condução de um aquecedor rente ao substrato condutivo foi considerado com um fluxo de calor q'' uniformemente distribuído ao longo do comprimento do aquecedor. Na entrada do canal, os perfis de velocidade (u_0) e temperatura (T_0) eram uniformes.

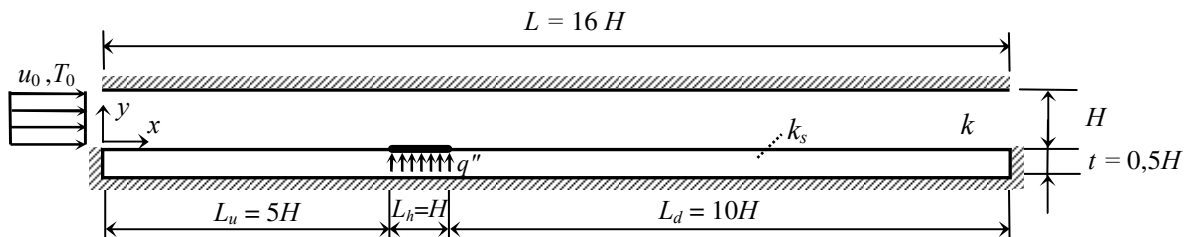
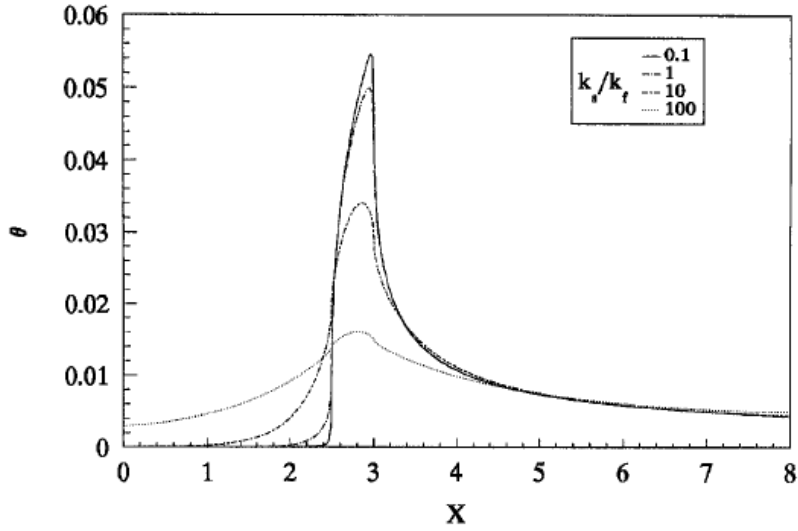


Figura 4.1. Configuração do Teste 1: um aquecedor rente num substrato.

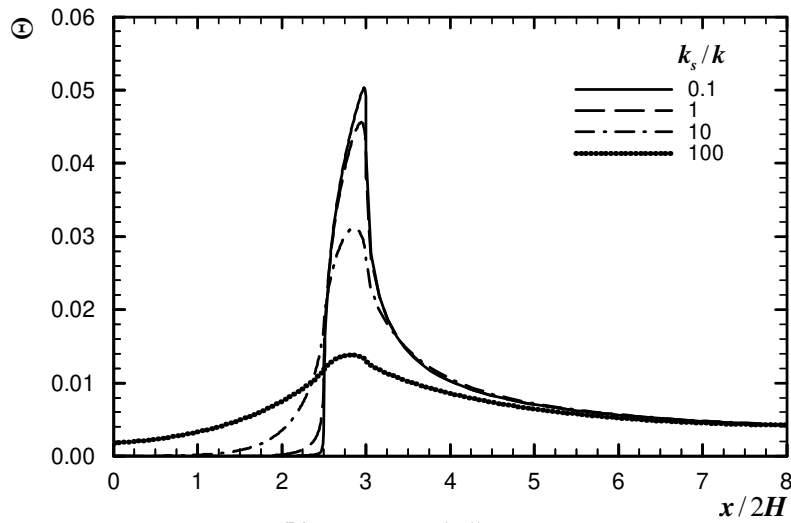
A subdivisão do fluxo de calor total q'' gerado no aquecedor nos fluxos locais dirigidos ao escoamento fluido $q''_f(x)$ e ao substrato condutivo $q''_s(x)$ foi obtida num processo iterativo de resolução da equação da energia no domínio conjugado. Neste procedimento, a condutância térmica entre os volumes de controle adjacentes (um no fluido e outro no substrato) ao longo do comprimento do aquecedor rente foi removida. Uma estimativa inicial dos fluxos de calor $q''_f(x)$ e $q''_s(x)$ foi assumida e aplicada na forma de uma taxa de geração volumétrica de calor respectivamente nos referidos volumes de controle no fluido e no substrato. Em seguida, a equação da energia foi resolvida e, a distribuição de temperatura encontrada foi utilizada para avaliar a nova distribuição de temperatura do aquecedor na interface substrato-fluido. Deste resultado, novas distribuições de $q''_f(x)$ e $q''_s(x)$ foram obtidas e o processo foi repetido até a convergência, tipicamente em 9.000 iterações para o caso de $(k_s/k) = 10$. Este mesmo processo iterativo de resolução da equação da energia no domínio conjugado foi utilizado na obtenção dos resultados para o Caso C, apresentados no próximo capítulo.

A grade computacional empregada para obtenção dos resultados numéricos neste teste foi não-uniforme, compreendendo 300 volumes de controle na direção x e 24 volumes na direção y , descrita em Alves e Altemani (2008a). No trabalho de Sugavanam *et al.* (1995) foi utilizada uma grade não-uniforme com 277 x 51 volumes de controle respectivamente nas direções x e y do domínio indicado na Fig. 4.1.

Os resultados obtidos neste trabalho para a distribuição da temperatura adimensional ao longo da interface substrato-fluido, definida por $\Theta = (T - T_0)k/q''D_h$, são mostrados na Fig. 4.2(b) para quatro valores de (k_s/k) , considerando $Re = 1260$. Nos resultados apresentados por Sugavanam *et al.* (1995) para a distribuição da temperatura adimensional, Fig. 4.2(a), θ representa Θ e $X = x/D_h$.



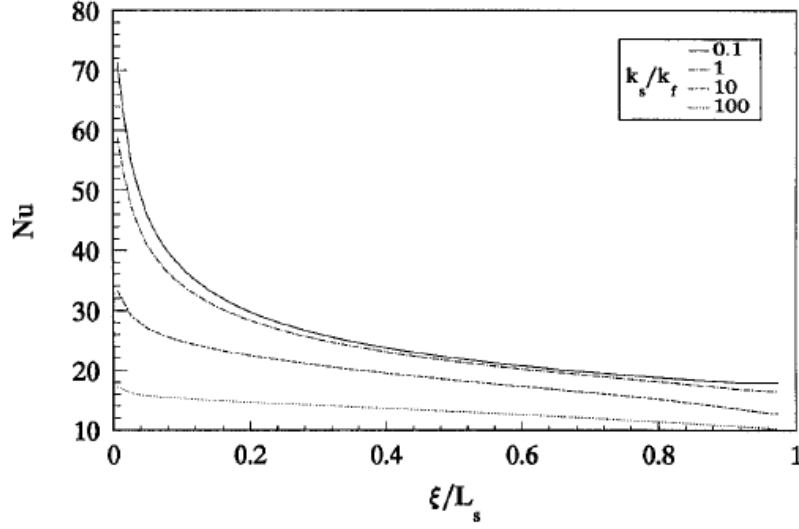
(a) Sugavanam *et al.* (1995)



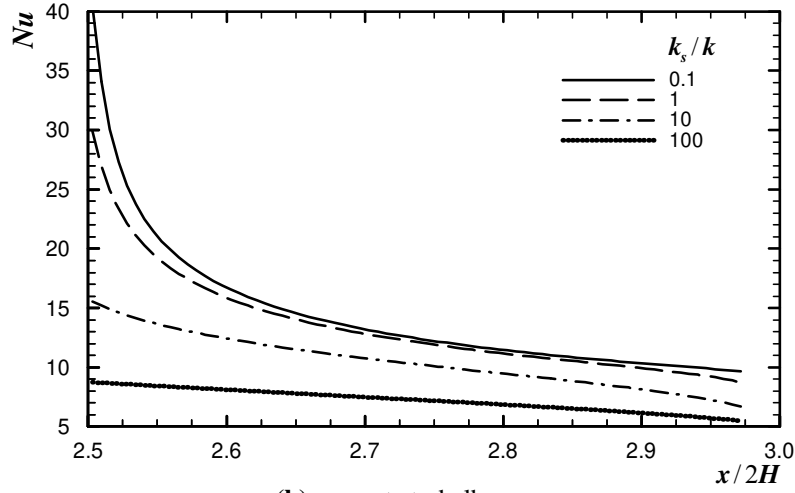
(b) presente trabalho

Figura 4.2. Comparação da distribuição da temperatura Θ ao longo da interface no Teste 1 para $Re = 1260$.

Os resultados obtidos para o número de *Nusselt* local ao longo da superfície do aquecedor, Nu , definido pela Eq. (3.17) e baseado na temperatura de entrada do fluido no canal, são mostrados na Fig. 4.3(b) para os mesmos valores de (k_s/k) , considerando ainda $Re = 1260$. Como Sugavanam *et al.* (1995) definiram Nu utilizando como dimensão característica o diâmetro hidráulico do canal, os valores apresentados por eles para a distribuição de Nu ao longo da superfície do aquecedor (ξ/L_s) , Fig. 4.3(a), são o dobro dos valores definidos pela Eq. (3.17).



(a) Sugavanam *et al.* (1995)



(b) presente trabalho

Figura 4.3. Comparação da distribuição de Nu ao longo da superfície do aquecedor no Teste 1 para $Re = 1260$.

Os resultados numéricos mostrados nas Figs. 4.2 e 4.3 apresentaram uma boa concordância qualitativa e quantitativa com os resultados mostrados por Sugavanam *et al.* (1995), apresentados nas mesmas figuras.

Além das comparações com o trabalho de Sugavanam *et al.* (1995), uma comparação adicional foi efetuada entre o produto $f_{app} Re$ determinado numericamente para o canal indicado na Fig. 4.1 e as previsões das seguintes correlações apresentadas em Shah e London (1978):

$$\frac{f_{app} Re}{4} = \frac{3,44}{(x^+)^{1/2}} + \frac{24 + [0,674/(4x^+)] - [3,44/(x^+)^{1/2}]}{1 + 0,000029 (x^+)^{-2}}, \quad x^+ < 0,01, \quad (4.1)$$

$$\frac{f_{app} Re}{4} = 24 + \frac{0,674}{4x^+}, \quad x^+ \geq 0,01. \quad (4.2)$$

Nas Eqs. (4.1) e (4.2), f_{app} indica o fator de atrito de *Darcy-Weisbach* aparente e $x^+ = x/2H Re$.

Os resultados numéricos obtidos para f_{app} estão apresentados na Fig. 4.4, na faixa de Re entre 630 e 1890. As diferenças entre as correlações e os valores obtidos foram menores do que 0,5% para a região $x^+ < 0,01$ e de 0,2% para $x^+ \geq 0,01$.

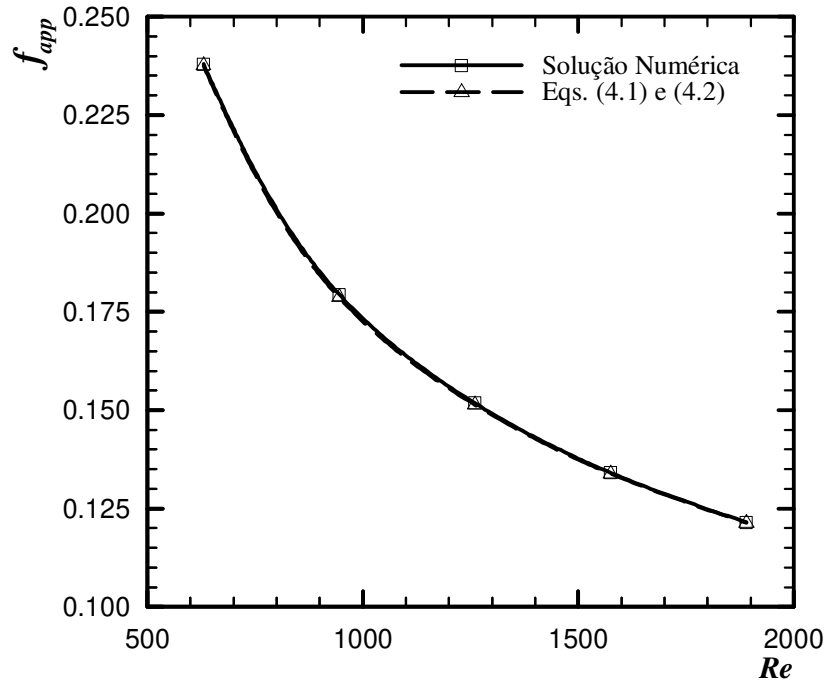


Figura 4.4. Comparação dos resultados numéricos de f_{app} com as previsões das Eqs. (4.1) e (4.2).

Uma comparação da variação local de Nu ao longo do aquecedor também foi feita com correlações da literatura. Shah e London (1978) apresentaram duas correlações para o número de *Nusselt* local na região de entrada térmica (com perfil de velocidade desenvolvido) em regime laminar para um canal de placas paralelas com fluxo uniforme de calor nas paredes. O número de *Nusselt* local foi definido por

$$Nu(\zeta) = \frac{q''(\zeta)}{T_h(\zeta) - T_m(\zeta)} \frac{2H}{k}. \quad (4.3)$$

A coordenada adimensional ζ tem origem no início do aquecimento e é definida por $\zeta = x/(2H \text{ Re Pr})$. As correlações citadas são

$$Nu(\zeta) = 1.490 \zeta^{-1/3}, \quad \zeta \leq 0.0002, \quad (4.4)$$

$$Nu(\zeta) = 1.490 \zeta^{-1/3} - 0.4, \quad 0.0002 \leq \zeta \leq 0.001. \quad (4.5)$$

Esta correlação foi aplicada ao longo do aquecedor indicado na Fig. 4.1, considerando um substrato adiabático. A definição do número de *Nusselt* local, Eq. (3.17), baseada na temperatura de entrada do fluido no canal, Nu_0 , pode ser relacionada com a definição da Eq. (4.3) por

$$Nu(\zeta) = Nu_0(\zeta) \left[\frac{T_h(\zeta) - T_0}{T_h(\zeta) - T_m(\zeta)} \frac{2H}{L_h} \right]. \quad (4.6)$$

Substituindo a correlação da Eq. (4.4) ou Eq. (4.5) no lado esquerdo da Eq. (4.6), a distribuição de $Nu(\zeta)$ resultante do lado direito foi comparada com a distribuição numérica. Esta comparação é mostrada na Fig. 4.5, indicando que as predições da Eq. (4.4) estão 0,5% acima dos presentes resultados numéricos, enquanto que a Eq. (4.5) previu valores 1,4% abaixo dos valores numéricos.

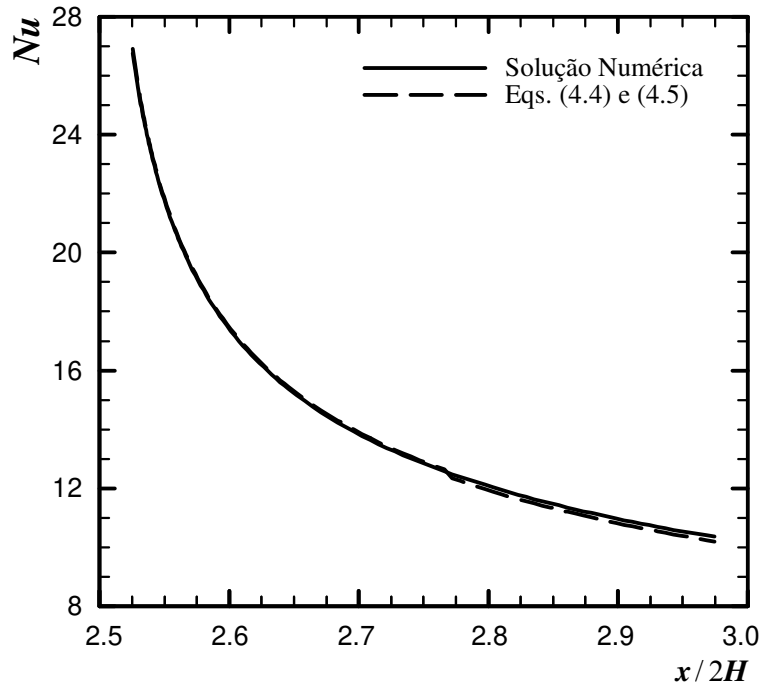


Figura 4.5. Comparação dos resultados numéricos da distribuição de Nu com as predições das Eqs. (4.4) e (4.5).

4.2.2 Teste 2: Um Aquecedor Protuberante num Substrato Adiabático

Este teste foi utilizado para comparação dos resultados numéricos apresentados por Young e Vafai (1998a), para a configuração mostrada na Fig. 4.6. Neste problema, foi considerado o resfriamento por convecção forçada de um aquecedor protuberante montado num substrato adiabático, com um fluxo uniforme de calor q'' na base do aquecedor. Na entrada do canal, o perfil de velocidade era desenvolvido e o perfil de temperatura era uniforme.

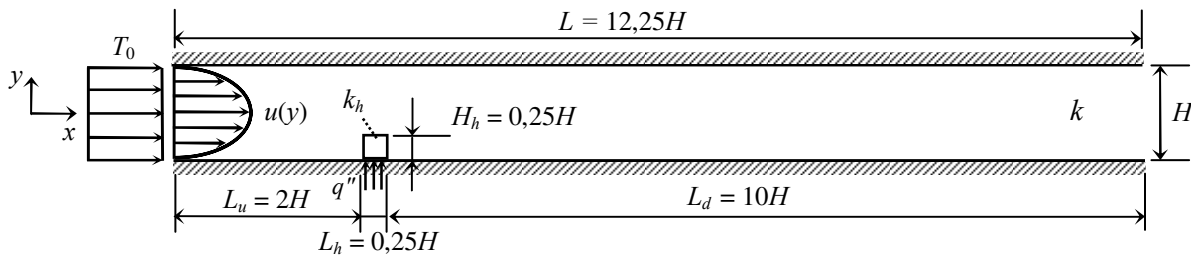


Figura 4.6. Configuração do Teste 2: um aquecedor protuberante num substrato adiabático.

A grade computacional empregada para obtenção dos resultados numéricos neste teste foi não-uniforme, compreendendo 348 volumes de controle na direção x e 34 volumes na direção y , descrita em Alves e Altemani (2009, 2010). Young e Vafai (1998a) e Korichi e Oufer (2005) empregaram grades não-uniformes de respectivamente 214 x 60 e 800 x 118 volumes de controle, para a obtenção de seus resultados.

As linhas de corrente do escoamento obtidas das simulações numéricas efetuadas e aquelas apresentadas por Young e Vafai (1998a) são comparadas na Fig. 4.7 em função de Re . Foi observado que as características destas linhas são semelhantes. A comparação da zona de recirculação e do comprimento de recolamento a jusante do aquecedor com aqueles apresentados por Zebib e Wo (1989) e por Leung *et al.* (2000) ficou dentro de aproximadamente 1%.

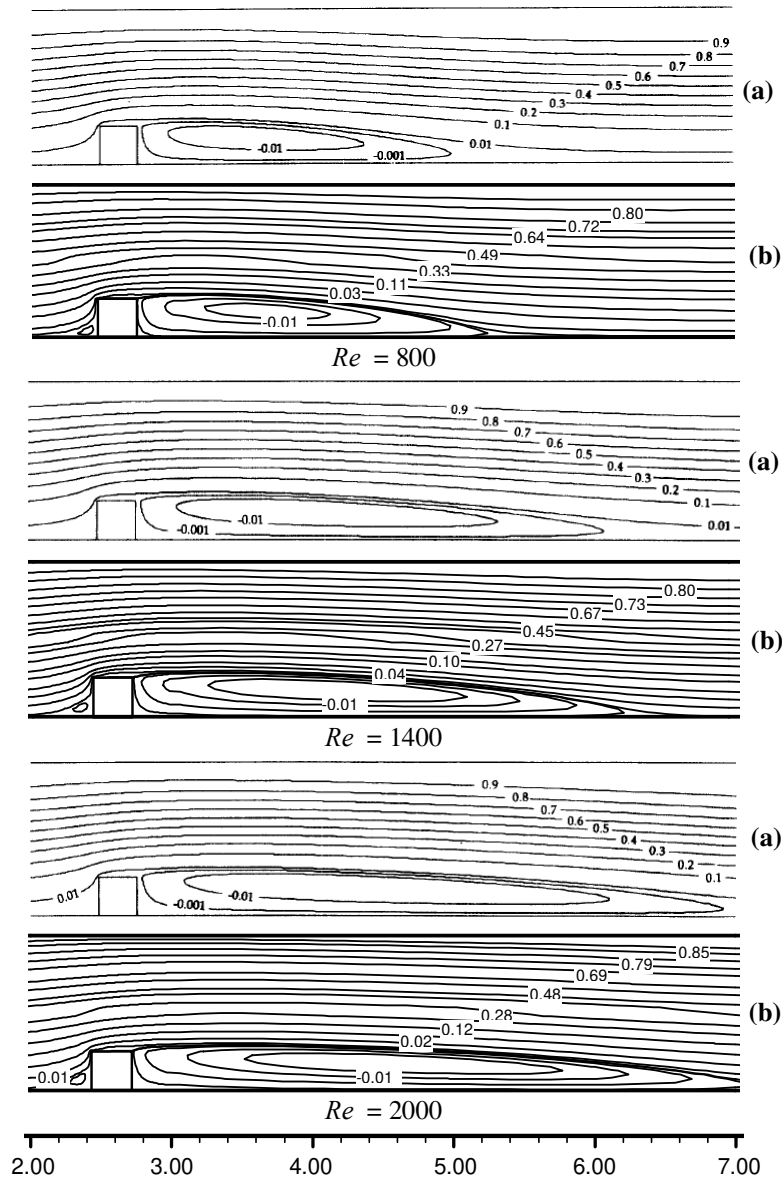


Figura 4.7. Comparação das linhas de corrente no Teste 2 dos resultados numéricos do presente trabalho (b) com os de Young e Vafai (1998a) (a).

A distribuição obtida neste teste do número de *Nusselt* ao longo do aquecedor protuberante, $Nu(\xi)$, definido na Eq. (3.17), é mostrada na Fig. 4.8(b) para $Re = 1000$. Uma boa concordância foi observada com os resultados apresentados por Young e Vafai (1998a) e Korichi e Oufer (2005), apresentados na Fig. 4.8(a).

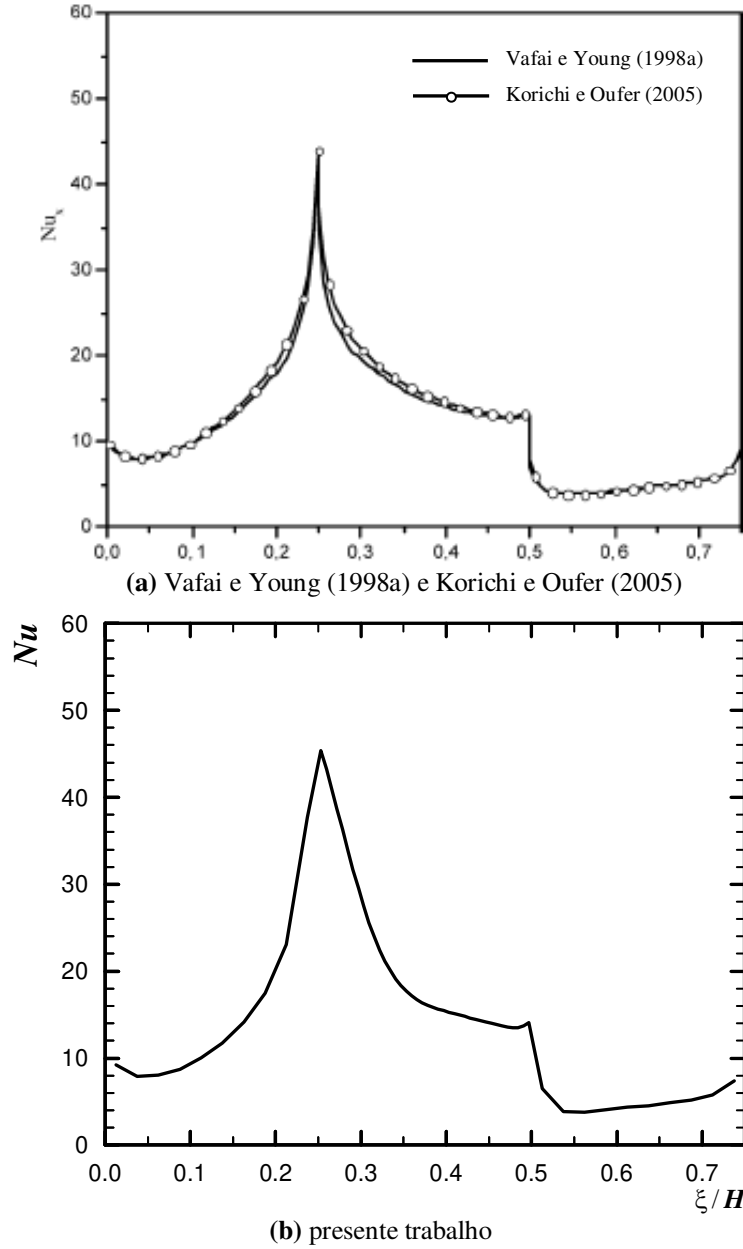


Figura. 4.8. Comparação da distribuição de Nu ao longo do aquecedor protuberante no Teste 2 para $Re = 1000$.

4.2.3 Teste 3: Três Aquecedores Protuberantes num Substrato Adiabático

Os testes numéricos com três aquecedores protuberantes montados num substrato adiabático foram efetuados utilizando o problema proposto por Davalath e Bayazitoglu (1987), conforme mostrado na Fig. 4.9. Uma taxa de geração uniforme de calor q' foi considerada em cada aquecedor. Na entrada do canal, o perfil de velocidade era desenvolvido e o perfil de temperatura era uniforme.

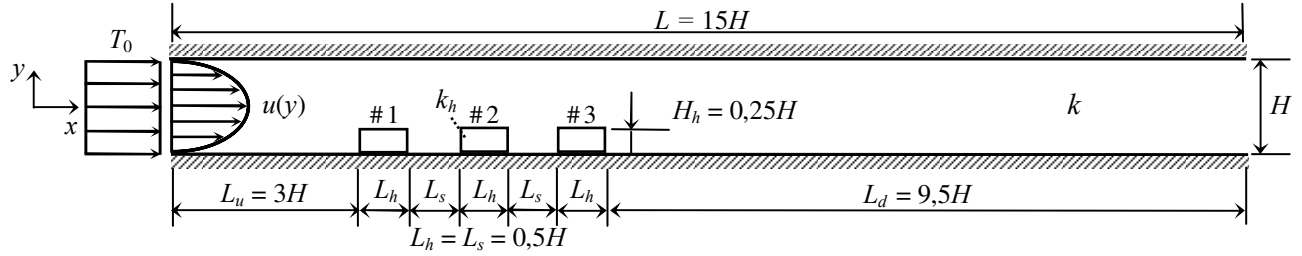


Figura 4.9. Configuração do Teste 3: três aquecedores protuberantes num substrato adiabático.

A grade computacional empregada para obtenção dos resultados numéricos neste teste foi não-uniforme, compreendendo 496 volumes de controle na direção x e 30 volumes na direção y , e será detalhada na próxima seção. Davalath e Bayazitoglu (1987) e Huang *et al.* (2005) utilizaram grades não-uniformes de respectivamente 86×42 e 262×110 , na obtenção de seus resultados.

Os resultados obtidos para as linhas de corrente do escoamento neste teste são comparados na Fig. 4.10 para dois valores de Re . As características destas linhas são similares às ilustradas por Davalath e Bayazitoglu (1987) e Young e Vafai (1998b).

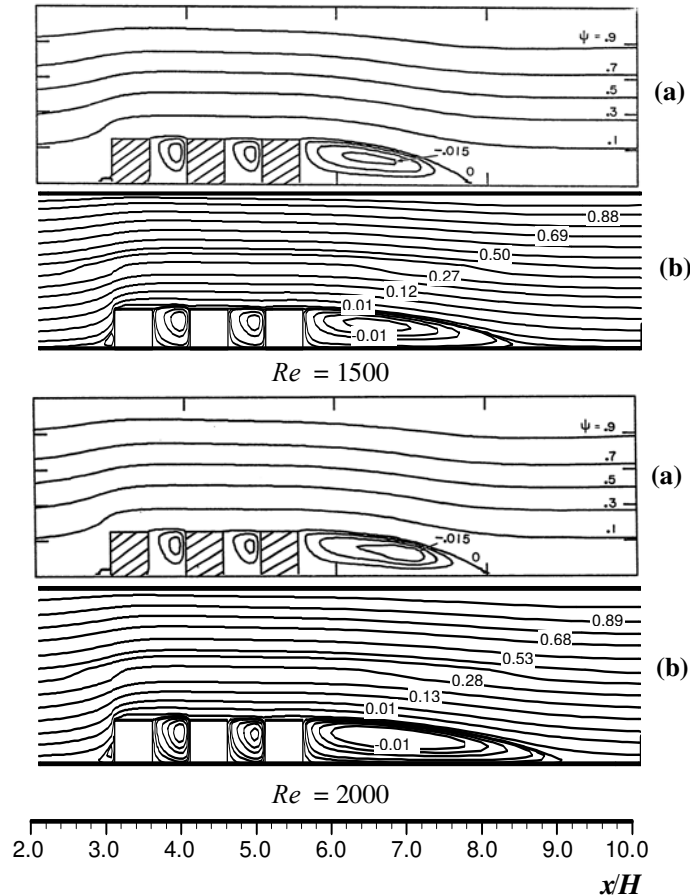


Figura 4.10. Comparação das linhas de corrente no Teste 3 dos resultados numéricos do presente trabalho (b) com os de Davalath e Bayazitoglu (1987) (a).

A distribuição calculada no presente trabalho para a temperatura adimensional ao longo de cada aquecedor protuberante, definida por $\theta = (T - T_0)k/q'$, é mostrada na Fig. 4.11(b) para $Re = 1500$ e 2000 . As distribuições de θ (denotado por T_w^*) apresentadas por Davalath e Bayazitoglu (1987) e Huang *et al.* (2005) são mostradas na Fig. 4.11(a). Estes resultados também apresentaram uma boa concordância entre si.

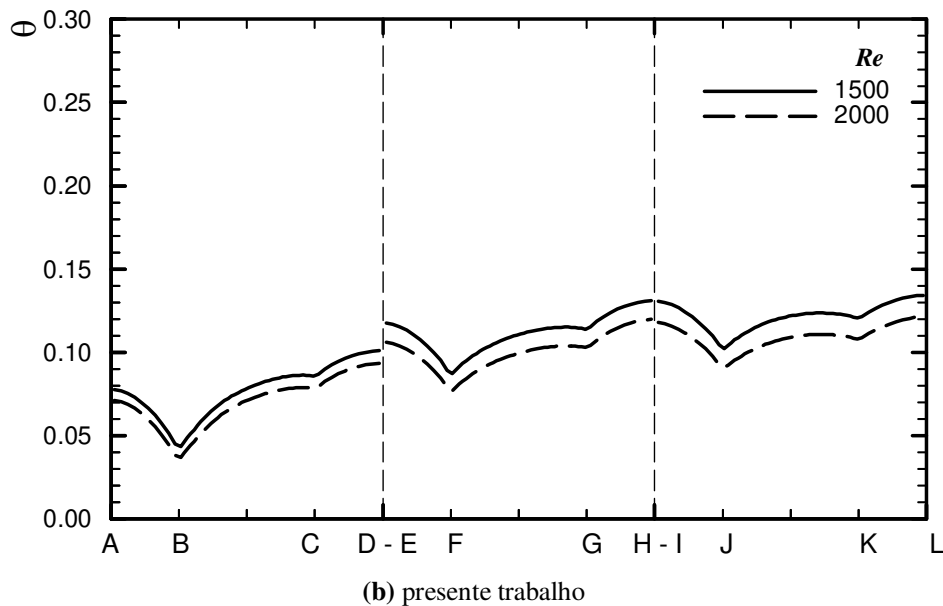
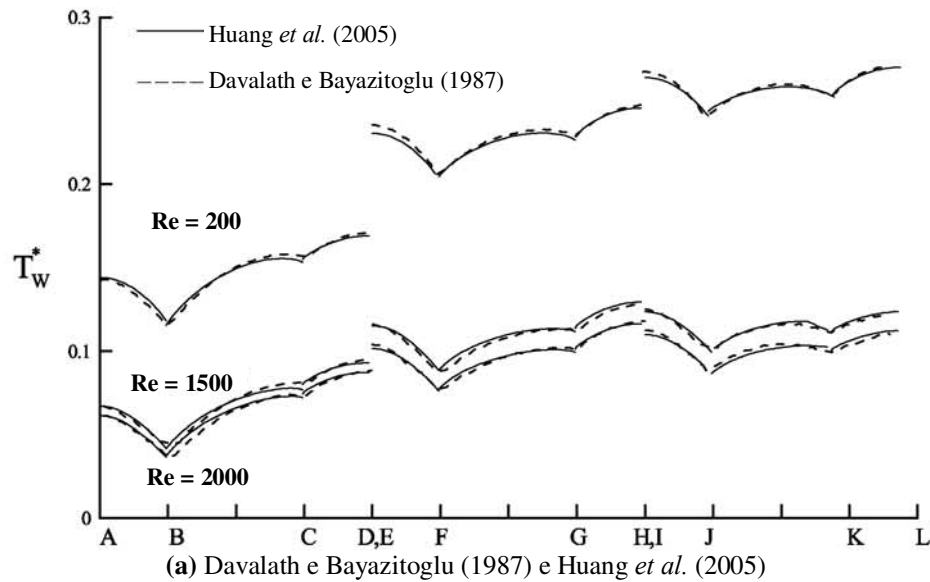
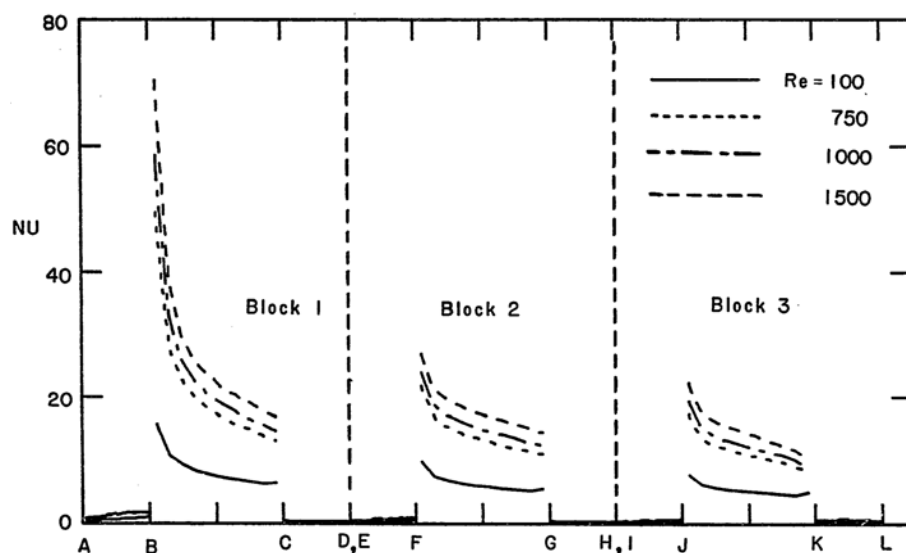


Figura. 4.11. Comparação da distribuição de θ no Teste 3 para $Re = 1500$ e 2000 .

Os valores obtidos para o número de *Nusselt* local ao longo de cada aquecedor protuberante, $Nu(\xi)$, são mostrados na Fig. 4.12(b) para os mesmos valores anteriores de *Re*. A distribuição de *Nu* nas faces laterais dos aquecedores protuberantes não exibiu as características apresentadas por Davalath e Bayazitoglu (1987). O comportamento mostrado na Fig. 4.12(a) apresentou valores muito pequenos e quase constantes nas faces esquerda e direita dos aquecedores quando comparados com aqueles da face superior. Esta mesma discordância também foi relatada por Kang *et al.* (1990), Kim *et al.* (1992), Young e Vafai (1998b) e Huang *et al.* (2005).



(a) Davalath e Bayazitoglu (1987)

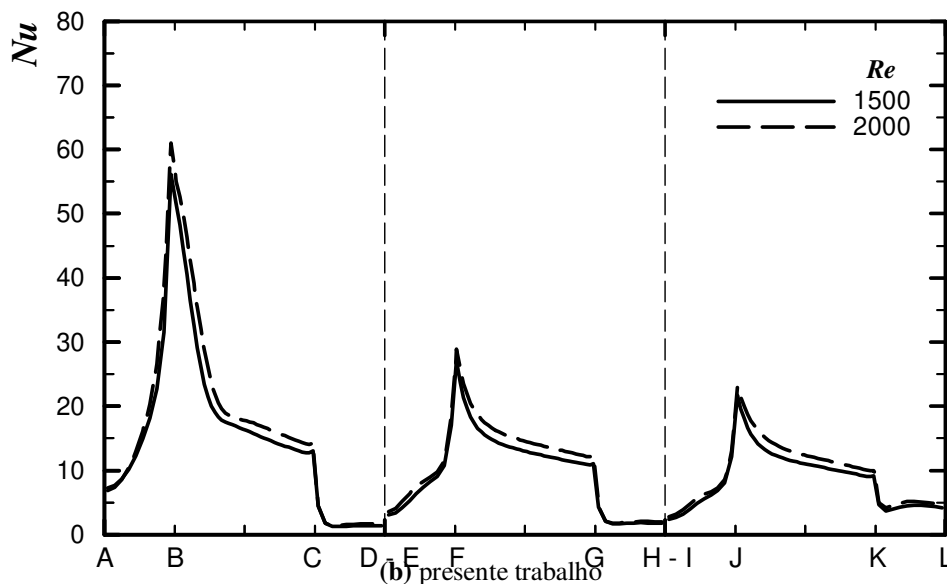


Figura. 4.12. Comparação da distribuição de Nu no Teste 3 para $Re = 1500$ e 2000 .

Comparações entre os números de *Nusselt* médios de cada aquecedor apresentados por Davalath e Bayazitoglu (1987) e os resultados do presente teste numérico mostraram discrepâncias da ordem de 30%. Esta mesma diferença foi relatada e justificada por Young e Vafai (1998a), devido à grade computacional relativamente grosseira utilizada por Davalath e Bayazitoglu (1987).

4.3 Independência da Grade Computacional

Um estudo específico foi realizado com o objetivo de garantir resultados numéricos independentes da grade computacional. Neste estudo, diversas grades computacionais foram testadas para selecionar aquela que seria empregada no domínio de cálculo para a apresentação dos resultados numéricos. A maioria dos testes envolvendo o refinamento da grade foram executados com $Re = 1260$, inicialmente com o substrato adiabático e em seguida com o substrato condutivo. O número de volumes de controle no domínio de cálculo foi aumentado até que refinamentos adicionais da grade computacional praticamente não alteravam os resultados obtidos.

4.3.1 Aquecedores Rentes

Os resultados numéricos apresentados para os casos em que os aquecedores eram rentes (Casos A e C) foram obtidos com uma grade computacional 2D não-uniforme no domínio de solução, compreendendo 496 volumes de controle na direção x e 20 (substrato adiabático) ou 24 (substrato condutivo) volumes de controle na direção y . Na direção do escoamento, a grade foi mais refinada sobre cada aquecedor, com 80 volumes de controle uniformemente distribuídos. A configuração da grade computacional na direção x é mostrada na Fig. 4.13 e na Tab. 4.1, compreendendo 10 regiões com as suas dimensões e o número de volumes de controle em cada uma.

Tabela 4.1. Características da grade computacional não-uniforme utilizada na direção x .

Região	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\Delta x/L$	0,05	0,30	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,30
VC- x	10	120	21	80	22	80	22	80	21	40

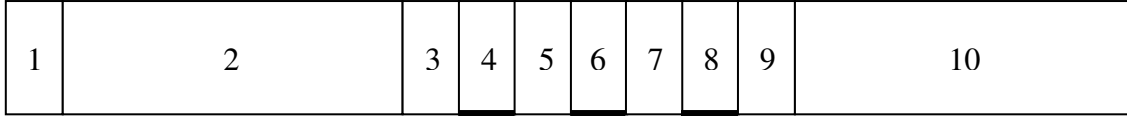
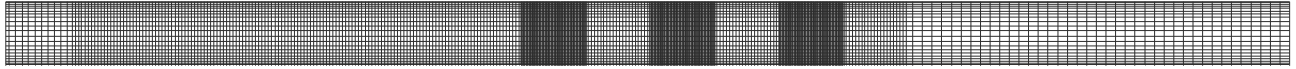
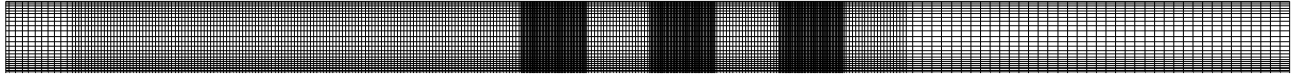


Figura 4.13. Regiões do domínio na direção x .

Na direção y , a grade consistiu de 20 volumes de controle não-uniformes ao longo de H (região do fluido) e de uma densidade de 4 volumes de controle por mm distribuídos uniformemente ao longo da espessura t do substrato condutivo. Na região do escoamento, a grade computacional foi mais concentrada nas regiões próximas às interfaces sólido-fluido. O tamanho do menor volume de controle foi igual ao tamanho dos volumes de controle do substrato e foi calculada uma progressão geométrica de crescimento dos volumes de controle subsequentes de forma que a região até o centro do canal fosse preenchida pelas 10 divisões desejadas. As grades computacionais não-uniformes empregadas nos Casos A e C são mostradas respectivamente nas Figs. 4.14(a) e 4.14(b).



(a) Caso A



(b) Caso C

Figura 4.14. Grades computacionais não-uniformes nos casos com aquecedores rentes.

Os resultados para distintas grades foram obtidos sob condições de $Re = 1260$, inicialmente com o substrato adiabático (Caso A). O número de volumes de controle distribuídos nos comprimentos L_u , L_s e L_d foram aumentados até que respectivamente 151, 22 e 61 volumes de controle nestes comprimentos indicaram que maiores refinamentos não alteravam os resultados. Grades uniformes foram testadas ao longo do comprimento L_h do aquecedor empregando de 20 a 100 volumes de controle na direção x , enquanto na região do fluido grades uniformes foram testadas de 10 a 80 volumes de controle na direção y . Os resultados de $\overline{Nu}_{ad,2}$ considerando somente o aquecedor #2 ativo no canal são mostrados na Tab. 4.2, para grades uniformes na direção y .

Tabela 4.2. Resultados de $\overline{Nu}_{ad,2}$ visando à independência da grade uniforme na direção y .

VC-x Aquecedor	VC-y							
	10	20	30	40	50	60	70	80
20	12,7909	12,6186	12,4230	12,3542	12,3240	12,3081	12,2988	12,2928
30	12,8403	12,6667	12,4723	12,4051	12,3754	12,3598	12,3506	12,3447
40	12,8642	12,6889	12,4949	12,4281	12,3987	12,3832	12,3740	12,3681
50	12,8776	12,7010	12,5067	12,4398	12,4104	12,3948	12,3858	12,3801
60	12,8857	12,7081	12,5134	12,4462	12,4168	12,4008	12,3922	12,3866
70	12,8911	12,7127	12,5176	12,4501	12,4204	12,4049	12,3955	12,3900
80	12,8946	12,7156	12,5199	12,4521	12,4222	12,4066	12,3974	12,3918
90	12,8975	12,7179	12,5218	12,4536	12,4236	12,4079	12,3987	12,3929
100	12,8994	12,7194	12,5228	12,4543	12,4241	12,4083	12,3991	12,3933
Valor Convergido	12,90	12,72	12,52	12,45	12,42	12,41	12,40	12,39

Testes adicionais foram efetuados empregando uma grade não-uniforme ao longo da direção y na região do fluido, com uma progressão geométrica aumentando em direção ao centro do canal. Os resultados obtidos para $\overline{Nu}_{ad,2}$ considerando somente o aquecedor #2 ativo no canal são mostrados na Tab. 4.3.

Tabela 4.3. Resultados de $\overline{Nu}_{ad,2}$ visando à independência da grade não-uniforme na direção y .

VC-x Aquecedor	VC-y			
	10	20	30	40
20	12,2776	12,2807	12,2837	12,2809
30	12,3226	12,3312	12,3352	12,3327
40	12,3432	12,3540	12,3585	12,3562
50	12,3544	12,3656	12,3702	12,3681
60	12,3610	12,3720	12,3766	12,3744
70	12,3654	12,3747	12,3801	12,3780
80	12,3680	12,3780	12,3819	12,3797
90	12,3701	12,3791	12,3831	12,3809
100	12,3716	12,3798	12,3835	12,3813
Valor convergido	12,37	12,38	12,38	12,38

Neste caso, para uma mesma grade uniforme de 80 volumes de controle sobre o aquecedor rente e uma grade não-uniforme com somente 20 volumes de controle na direção y , $\overline{Nu}_{ad,2}$ praticamente não variou mais com refinamentos da grade computacional.

Quando o substrato condutivo foi considerado no Caso *C*, testes adicionais permitiram verificar que 4 volumes de controle uniformemente distribuídos ao longo da espessura t do substrato eram suficientes para a obtenção dos resultados independentes do refinamento.

4.3.2 Aquecedores Protuberantes

Os resultados numéricos apresentados para os casos em que os aquecedores eram protuberantes (Casos *B* e *D*) foram obtidos com uma grade computacional 2D não-uniforme no domínio, compreendendo 496 volumes de controle na direção x e 30 (substrato adiabático) ou 34 (substrato condutivo) volumes de controle na direção y .

A grade computacional empregada para os aquecedores protuberantes apresentaram as mesmas características na direção x dos casos com aquecedores rentes (Tab. 4.1 e Fig. 4.13). Entretanto, na direção y uma grade uniforme com 20 volumes de controle foi utilizada na região do fluido compreendida entre a placa inferior e o centro do canal de placas paralelas. Na outra metade do canal, a grade utilizada foi não-uniforme aumentando o seu tamanho com progressão geométrica da parede superior até o centro do canal, com as mesmas características dos problemas com aquecedores rentes. Para o substrato condutivo, foi verificado que uma grade uniforme com 4 volumes de controle ao longo da sua espessura foi suficiente para obtenção de resultados independentes de malhas mais refinadas. As grades computacionais não-uniformes empregadas nos Casos *B* e *D* são mostradas respectivamente nas Figs. 4.15(a) e 4.15(b).

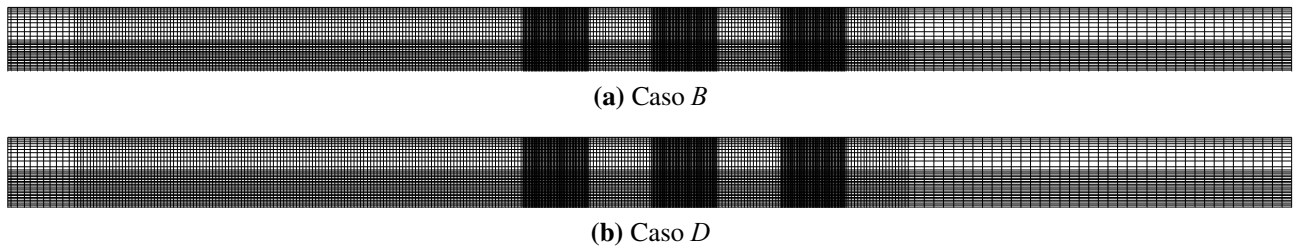


Figura 4.15. Grades computacionais não-uniformes nos casos com aquecedores protuberantes.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados numéricos dos problemas considerados de resfriamento por convecção forçada e conjugado por convecção forçada-condução serão apresentados neste capítulo. A formulação dos problemas foi apresentada no Capítulo 3 e a técnica de resolução numérica foi descrita no Capítulo 4. Para a obtenção dos resultados, foram utilizados valores típicos de geometria e propriedades encontrados nas aplicações de resfriamento de componentes eletrônicos montados numa placa de circuito (Bar-Cohen *et al.*, 2003). As configurações geométricas ilustradas na Fig. 5.1, foram definidas com base numa altura do canal de $H = 0,01\text{m}$. O fluido de resfriamento considerado foi o ar e suas propriedades foram consideradas constantes, obtidas numa tabela a 300 K (Incropera *et al.*, 2008). O efeito da condutividade térmica do substrato foi investigado para cinco valores de (k_s/k) na faixa de 10 a 80, e a condutividade térmica do aquecedor foi fixada em $(k_h/k) = 500$. Os efeitos do número de *Reynolds*, definido pela Eq. (3.12), foram investigados para cinco valores no regime laminar, na faixa de 630 a 1890. Estes valores correspondem, para a altura do canal em questão, a velocidades médias do ar de 0,5 m/s até 1,5 m/s no canal. Como mencionado anteriormente, os efeitos de convecção natural e de radiação não foram incluídos nesta investigação numérica.

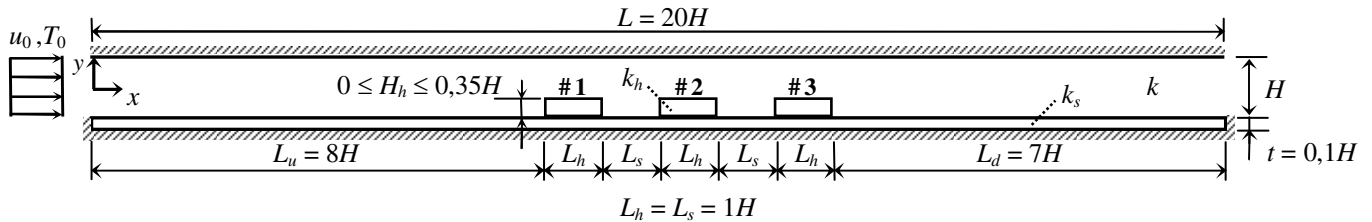


Figura 5.1. Geometria dos problemas analisados.

Os resultados numéricos foram inicialmente obtidos na forma dimensional, e na apresentação dos resultados, eles foram adimensionalizados através das seguintes variáveis:

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad U = \frac{u}{u_0}, \quad V = \frac{v}{u_0}, \quad P = \frac{p}{\rho u_0^2}, \quad \theta = \frac{(T - T_0)k}{q'_L}. \quad (5.1)$$

Na Eq. (5.1), na definição da temperatura adimensional θ , q'_L representa a menor taxa de geração de calor dos aquecedores ativos montados no substrato indicado na Fig. 5.1. Se o aquecimento for uniforme, q'_L indica então, a taxa de geração de calor [W/m] em cada aquecedor.

A Eq. (3.22), que descreve o aumento da temperatura média de um aquecedor n numa configuração 2D como a indicada na Fig. 5.1, pode ser escrita a partir da Eq. (5.1) na seguinte forma adimensional:

$$\bar{\theta}_{h,n} = \frac{2}{Re Pr} \sum_{i=1}^N g_{ni}^+ \left(\frac{q'_i}{q'_L} \right), \quad (5.2)$$

ou na forma matricial

$$\begin{bmatrix} \bar{\theta}_{h,1} \\ \bar{\theta}_{h,2} \\ \vdots \\ \bar{\theta}_{h,N} \end{bmatrix} = \frac{2}{Re Pr} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & \cdots & g_{1N}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & \cdots & g_{2N}^+ \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N1}^+ & g_{N2}^+ & \cdots & g_{NN}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1/q'_L \\ q'_2/q'_L \\ \vdots \\ q'_N/q'_L \end{bmatrix}. \quad (5.3)$$

A maneira mais simples de obtenção dos coeficientes de influência conjugados g^+ da matriz quadrada G^+ foi através de simulações com um único aquecedor ativo por vez. Devido à linearidade da equação da energia, o princípio de superposição foi então aplicado nos casos estudados com mais de um aquecedor ativo, e a temperatura média de cada aquecedor foi calculada através da Eq. (5.2). Com o intuito de demonstrar os benefícios da utilização dos coeficientes de influência conjugados g^+ na predição de temperatura, simulações adicionais foram executadas com os três aquecedores ativos no canal, visando a comparação dos resultados numéricos das temperaturas médias dos aquecedores com aquelas previstas pela Eq. (5.2).

5.1 Casos com Resfriamento por Convecção Forçada

Os resultados numéricos obtidos para os problemas de resfriamento por convecção forçada de aquecedores rentes (Caso A) ou protuberantes (Caso B) num substrato adiabático serão apresentados a seguir.

Como mencionado anteriormente, a metodologia adotada nesta Tese consistiu de simulações iniciais com um único aquecedor ativo no canal visando a obtenção dos coeficientes de influência g^+ . Particularmente nos casos com substrato adiabático, quando somente um aquecedor está ativo, a temperatura adiabática média do aquecedor $\bar{T}_{ad,n}$ coincide com a temperatura de entrada do fluido no canal T_0 e, conseqüentemente, $\bar{Nu}_{ad,n} = \bar{Nu}_{0,n}$. Com isso, os coeficientes de influência g_{nn}^+ , que quantificam o efeito de auto-aquecimento do aquecedor n , podem ser obtidos no Caso A através da Eq. (3.27) e no Caso B, pela Eq. (3.31). Os coeficientes de influência g_{ni}^+ , que indicam a influência térmica de um aquecedor i num aquecedor n , foram obtidos a partir dos resultados numéricos das temperaturas médias dos aquecedores e das Eqs. (3.25) e (3.29), respectivamente, nos Casos A e B.

5.1.1 Caso A: Resfriamento Convectivo de Três Aquecedores Rentes

Os resultados obtidos no Caso A, ilustrado na Fig. 3.2, serão apresentados a seguir. Primeiramente serão mostrados os resultados obtidos de simulações numéricas com um aquecedor ativo por vez. Feito isso, os resultados de simulações adicionais efetuadas com os três aquecedores ativos no canal foram utilizados para comparar as temperaturas médias dos aquecedores com as temperaturas preditas pela forma adimensional da Eq. (3.25).

Nas simulações efetuadas com um único aquecedor ativo, os resultados do número de *Nusselt* adiabático médio de cada aquecedor, $\bar{Nu}_{ad,n}$, definido na Eq. (3.19) e que também pode ser expresso por $1/\bar{\theta}_{h,n}$, são mostrados para cinco valores do número de *Reynolds* no canal na Tab. 5.1. Estes mesmos resultados são apresentados na Fig. 5.2, onde se observa que $\bar{Nu}_{ad}$ depende de Re e da posição do aquecedor no canal. A distribuição de $\bar{Nu}_{ad}$ para um mesmo valor de Re é sempre maior nos aquecedores a montante do que aqueles a jusante, devido ao desenvolvimento simultâneo das camadas limite fluidodinâmica e térmica sobre os aquecedores (conforme a analogia de *Reynolds*). Em cada aquecedor, $\bar{Nu}_{ad}$ aumenta com Re , indicando a queda da temperatura média do aquecedor com a vazão de fluido no canal.

Tabela 5.1. $\overline{Nu}_{ad}$ no Caso A.

Re	$\overline{Nu}_{ad,1}$	$\overline{Nu}_{ad,2}$	$\overline{Nu}_{ad,3}$
630	9,55	9,48	9,43
945	11,18	11,06	10,97
1260	12,55	12,38	12,26
1575	13,75	13,55	13,40
1890	14,83	14,59	14,42

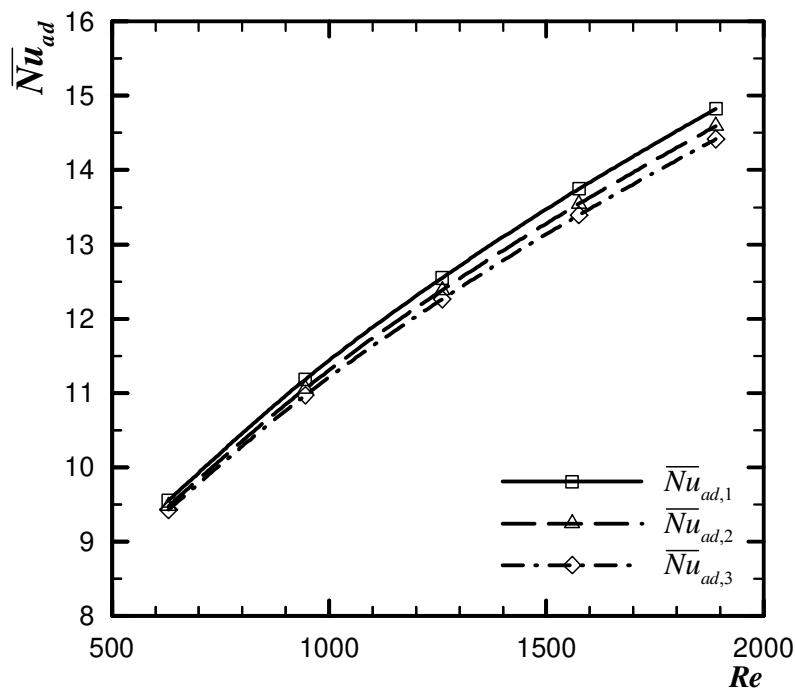


Figura 5.2. $\overline{Nu}_{ad}$ para aquecedores rentes num substrato adiabático.

Os resultados de $\overline{Nu}_{ad,n}$ apresentados na Tab. 5.1 foram correlacionados com desvios menores do que 0,5% por

$$\overline{Nu}_{ad,n} = a Re^b. \quad (5.4)$$

com os coeficientes a e b mostrados na Tab. 5.2.

Tabela 5.2. Coeficientes a e b da Eq. (5.4).

Coeficiente	$\overline{Nu}_{ad,1}$	$\overline{Nu}_{ad,2}$	$\overline{Nu}_{ad,3}$
a	0,723	0,752	0,780
b	0,400	0,393	0,386

A distribuição do número de *Nusselt* local ao longo de cada aquecedor rente, $Nu_{ad}(X)$, definido na Eq. (3.17) e que também pode ser expresso por $1/\theta_h(X)$, é mostrada na Fig. 5.3 para cinco valores de Re . Devido ao desenvolvimento da camada limite térmica, o valor de $Nu_{ad}(X)$ cai continuamente ao longo de cada aquecedor, indicando um aumento da temperatura local ao longo do aquecedor.

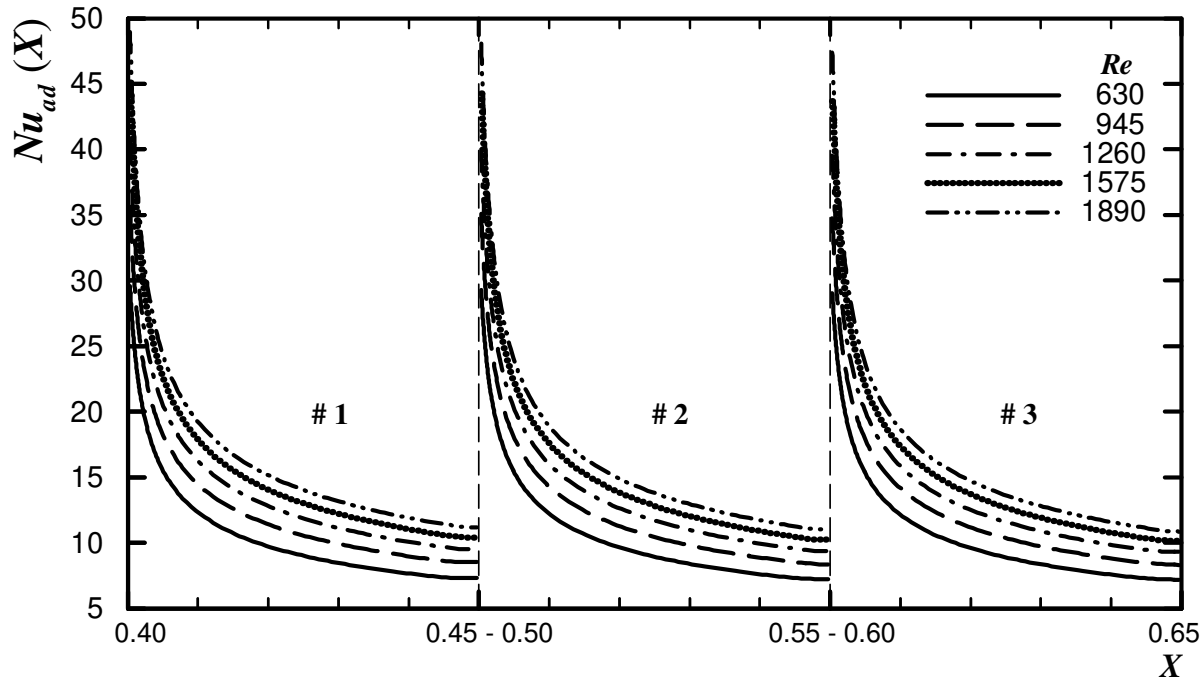


Figura 5.3. Distribuição de $Nu_{ad}(X)$ ao longo de cada aquecedor rente num substrato adiabático.

Os resultados obtidos a partir da Eq. (3.25) ou da Eq. (3.27) para os coeficientes de influência g_{nn}^+ , associados ao auto-aquecimento, são mostrados na Tab. 5.3. Os coeficientes g_{nn}^+ aumentam principalmente com Re , devido ao aumento da vazão mássica no canal. Eles também dependem da posição do aquecedor, aumentando ligeiramente a jusante em razão da queda de $\overline{Nu_{ad,n}}$, observada na Fig. 5.2, devido ao desenvolvimento simultâneo das camadas limite fluidodinâmica e térmica. Este comportamento pode ser observado na Fig. 5.4.

Tabela 5.3. Coeficientes de influência g_{nn}^+ no Caso A.

Re	g_{11}^+	g_{22}^+	g_{33}^+
630	23,3147	23,4983	23,6163
945	29,8720	30,2098	30,4530
1260	35,4935	35,9684	36,3248
1575	40,5010	41,1025	41,5624
1890	45,0628	45,7831	46,3405

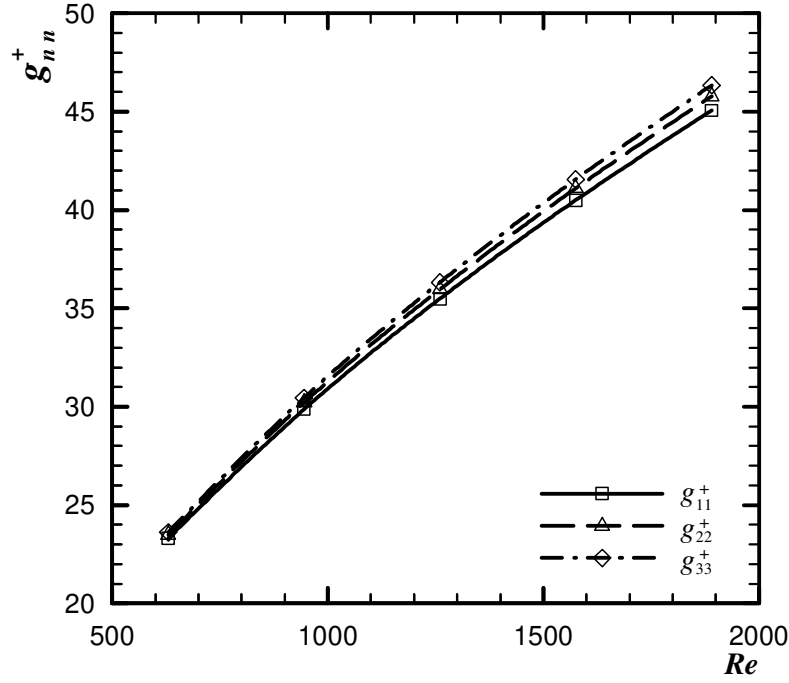


Figura 5.4. Coeficientes g_{nn}^{+} no caso de aquecedores rentes num substrato adiabático.

Em todos os testes efetuados nesta Tese, o número de *Peclet* do escoamento, Pe , definido como $Pe = Re Pr$, sempre foi superior a 100, tornando praticamente desprezível a condução axial no meio fluido. Por esta razão, cada aquecedor rente ativo num substrato adiabático gera no escoamento uma influência térmica que se propaga apenas na região a jusante. Este fato é ilustrado na Fig. 5.5, que engloba a região $X > 0,35$ e apresenta um mapa das isotérmicas considerando $Re = 630$. Esta figura também indica que no caso de um único aquecedor ativo no canal, a temperatura média de mistura do escoamento na borda a montante do aquecedor, $T_{m,n}$, e a temperatura adiabática média desse aquecedor, $\bar{T}_{ad,n}$, coincidem com a temperatura de entrada do fluido no canal, T_0 , isto é, $T_m = T_0 = \bar{T}_{ad}$ para cada aquecedor.

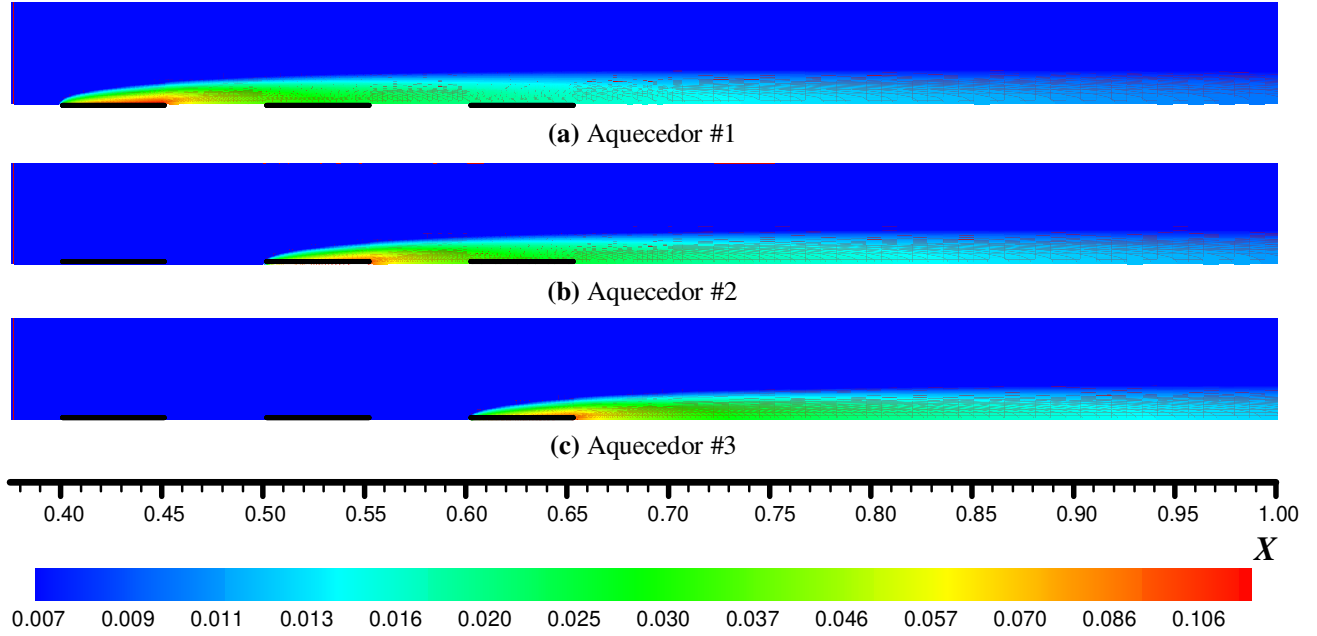


Figura 5.5. Mapa de isotérmicas para $Re = 630$ considerando somente um aquecedor ativo no Caso A.

Como no Caso A considerado, o substrato é adiabático e os aquecedores rentes à sua superfície não causam nenhuma recirculação do escoamento, os coeficientes de influência g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ , definidos a partir da Eq. (3.25), tornam-se nulos. Os coeficientes g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ foram calculados pela Eq. (3.25) e aumentam com Re devido à vazão mássica crescente no canal. Os valores de g_{21}^+ e g_{32}^+ são maiores do que g_{31}^+ porque eles representam a influência térmica de um aquecedor mais próximo a montante. Os resultados obtidos para os coeficientes de influência g_{ni}^+ são mostrados respectivamente na Tab. 5.4 e na Fig. 5.6.

Tabela 5.4. Coeficientes de influência g_{ni}^+ no Caso A.

Re	g_{21}^+	g_{31}^+	g_{32}^+
630	7,1366	4,5254	7,1681
945	9,1279	5,7828	9,1964
1260	10,8369	6,8617	10,9403
1575	12,3613	7,8232	12,4971
1890	13,7526	8,7000	13,9189

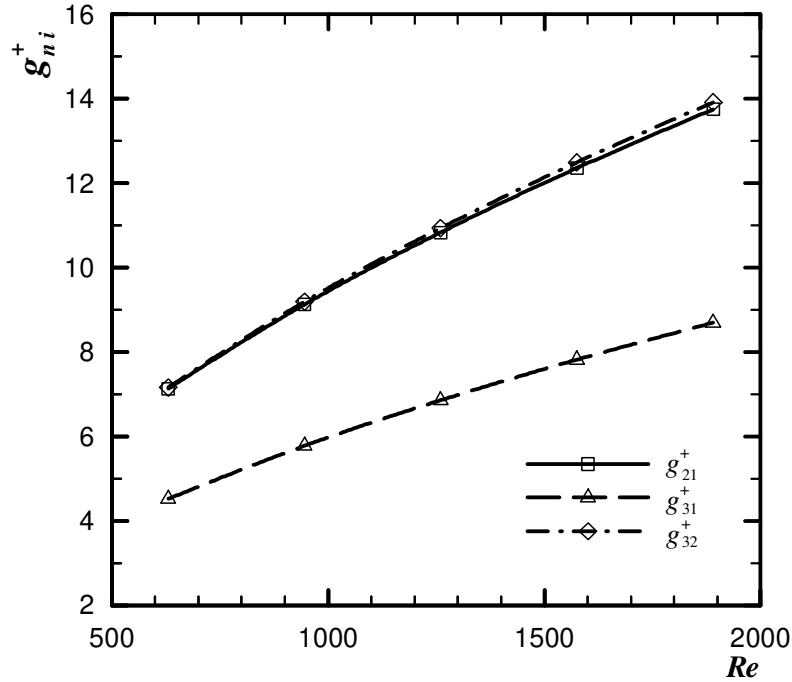


Figura 5.6. Coeficientes g_{ni}^{+} no caso de aquecedores rentes num substrato adiabático.

Os coeficientes de influência g^{+} apresentados nas Tabs. 5.3 e 5.4 foram correlacionados com desvios menores do que 0,5% por

$$g^{+} = a Re^b. \quad (5.5)$$

com os coeficientes a e b mostrados na Tab. 5.5.

Tabela 5.5. Coeficientes a e b da Eq. (5.5).

Coeficiente	g_{11}^{+}	g_{22}^{+}	g_{33}^{+}	g_{21}^{+}	g_{31}^{+}	g_{32}^{+}
a	0,489	0,470	0,453	0,152	0,098	0,146
b	0,600	0,607	0,614	0,597	0,595	0,604

Os coeficientes de influência g^{+} no Caso A coincidem com a função de superposição discreta g^{*} proposta por Anderson e Moffat (1992a,b), ou seja, $g^{+} = g^{*}$ (Eq. (3.28)).

Os testes numéricos apresentados a seguir tiveram duas finalidades principais. A primeira foi ilustrar que $\overline{Nu}_{ad,n}$ independe das taxas de geração de calor em cada aquecedor. A segunda, ilustrar a validade do princípio de superposição aplicado à equação da energia em problemas da classe considerada no Caso A. Diversos testes foram efetuados com os três aquecedores rentes ativos, e as suas temperaturas médias obtidas nestas simulações foram comparadas com as temperaturas previstas pela forma adimensional da Eq. (3.25).

As simulações envolvendo os três aquecedores ativos incluíram um teste com a mesma taxa de geração de calor nos aquecedores e dois testes com taxas distintas de geração de calor em cada aquecedor. A distribuição da taxa de geração de calor no primeiro teste, Teste 1-1-1, foi de $q'_1 = q'_2 = q'_3$, correspondendo a uma taxa de dissipação uniforme de calor nos três aquecedores rentes. Para os outros dois testes, com taxas distintas de geração de calor, as taxas correspondentes de geração de calor em cada aquecedor foram proporcionais a 5-3-1 (Teste 5-3-1) e a 3-5-1 (Teste 3-5-1).

Os resultados numéricos obtidos para os números de *Nusselt* médios para cada aquecedor, $\overline{Nu}_{m,n}$, $\overline{Nu}_{0,n}$ e $\overline{Nu}_{ad,n}$, são apresentados na Tab. 5.6 para os Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1. Os valores de $\overline{Nu}_{ad,n}$ foram invariáveis com as distintas condições térmicas de aquecimento nos três testes e foram idênticos àqueles obtidos através de simulações com um único aquecedor ativo no canal (Tab. 5.1). Para o aquecedor #1, os valores de $\overline{Nu}_m$ e $\overline{Nu}_0$ são iguais a $\overline{Nu}_{ad}$, devido à coincidência das temperaturas de referência. Para os aquecedores a jusante (#2 e #3), os valores de $\overline{Nu}_m$ e $\overline{Nu}_0$ variaram com as condições térmicas, como indicado na Tab. 5.6. Para estes dois aquecedores, considerando que $T_0 < T_m < \overline{T}_{ad}$, os resultados forneceram $\overline{Nu}_0 < \overline{Nu}_m < \overline{Nu}_{ad}$.

Tabela 5.6. $\overline{Nu}$ dos aquecedores rentes num substrato adiabático nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1.

<i>Re</i>		<i>Teste 1-1-1</i>		<i>Teste 5-3-1</i>		<i>Teste 3-5-1</i>		<i>Todos os testes</i>
		$\overline{Nu}_m$	$\overline{Nu}_0$	$\overline{Nu}_m$	$\overline{Nu}_0$	$\overline{Nu}_m$	$\overline{Nu}_0$	$\overline{Nu}_{ad}$
630	#1	9,55	9,55	9,55	9,55	9,55	9,55	9,55
	#2	7,52	7,27	6,61	6,29	8,20	8,02	9,48
	#3	6,69	6,31	3,73	3,29	3,43	3,05	9,43
945	#1	11,18	11,18	11,18	11,18	11,18	11,18	11,18
	#2	8,72	8,49	7,64	7,35	9,53	9,36	11,06
	#3	7,69	7,35	4,23	3,84	3,90	3,56	10,97
1260	#1	12,55	12,55	12,55	12,55	12,55	12,55	12,55
	#2	9,73	9,52	8,51	8,24	10,64	10,49	12,38
	#3	8,55	8,23	4,67	4,31	4,30	3,99	12,26
1575	#1	13,75	13,75	13,75	13,75	13,75	13,75	13,75
	#2	10,61	10,41	9,28	9,02	11,62	11,48	13,55
	#3	9,30	9,00	5,05	4,71	4,66	4,37	13,40
1890	#1	14,83	14,83	14,83	14,83	14,83	14,83	14,83
	#2	11,42	11,22	9,97	9,72	12,51	12,36	14,59
	#3	9,98	9,69	5,41	5,08	4,99	4,70	14,42

No Caso A, os aquecedores rentes não causam nenhuma recirculação do escoamento fluido, e o aumento da temperatura média de cada aquecedor acima da temperatura T_0 de entrada do fluido no canal, como predito pela Eq. (3.25), foi expresso na seguinte forma adimensional:

$$\bar{\theta}_{h,n} = \frac{2}{Re Pr} \sum_{i=1}^n g_{ni}^+ \left(\frac{q'_i}{q'_L} \right), \quad (5.6)$$

ou na forma matricial,

$$\begin{bmatrix} \bar{\theta}_{h,1} \\ \bar{\theta}_{h,2} \\ \bar{\theta}_{h,3} \end{bmatrix} = \frac{2}{Re Pr} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & 0 & 0 \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & 0 \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1/q'_L \\ q'_2/q'_L \\ q'_3/q'_L \end{bmatrix}. \quad (5.7)$$

Nas Eqs. (5.6) e (5.7), q'_L indica a menor taxa de geração de calor dos aquecedores ativos ($q'_L \neq 0$).

Os resultados numéricos obtidos nos três testes considerados para a temperatura adimensional média de cada aquecedor, $\bar{\theta}_{h,n}$, são mostrados na Tab. 5.7. Como esperado, os valores de $\bar{\theta}_{h,n}$ diminuíram com o aumento de Re , indicando uma redução da temperatura média dos aquecedores com o aumento da vazão mássica no canal. O comportamento da temperatura $\bar{\theta}_h$ de cada aquecedor para o Teste 1-1-1 é ilustrado na Fig. 5.7. Tendências semelhantes foram observadas para os Testes 5-3-1 e 3-5-1.

Tabela 5.7. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores rentes num substrato adiabático nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1.

<i>Re</i>	<i>Teste 1-1-1</i>			<i>Teste 5-3-1</i>			<i>Teste 3-5-1</i>		
	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$
630	0,1047	0,1376	0,1585	0,5234	0,4768	0,3042	0,3141	0,6237	0,3279
945	0,0894	0,1178	0,1360	0,4471	0,4079	0,2603	0,2683	0,5341	0,2807
1260	0,0797	0,1051	0,1215	0,3984	0,3639	0,2323	0,2391	0,4768	0,2506
1575	0,0727	0,0960	0,1111	0,3637	0,3325	0,2122	0,2182	0,4357	0,2290
1890	0,0674	0,0891	0,1032	0,3372	0,3085	0,1970	0,2023	0,4044	0,2126

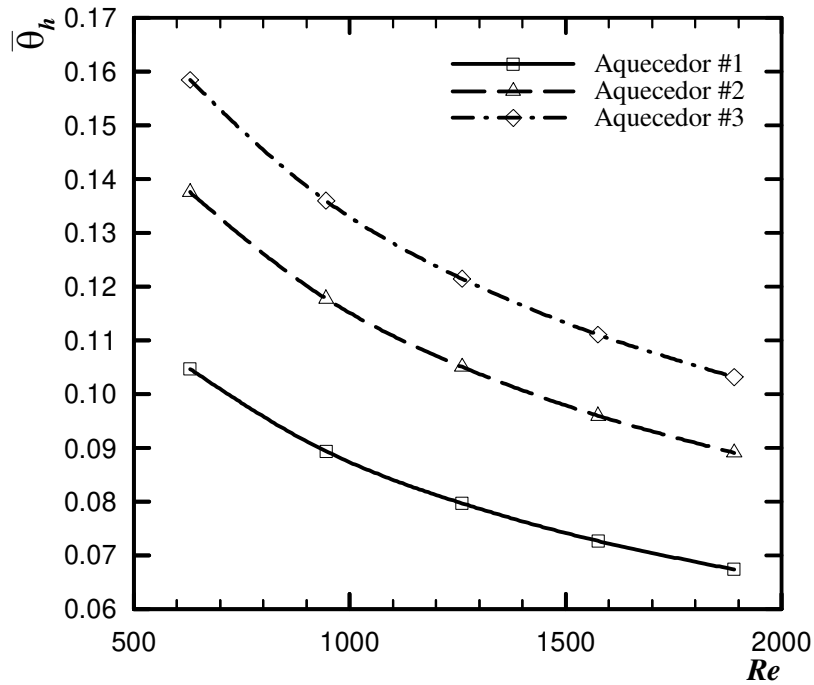


Figura 5.7. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores no Teste 1-1-1.

A distribuição da temperatura adimensional $\theta(X)$ ao longo de toda a superfície do substrato adiabático, definida na Eq. (5.1), é mostrada na Fig. 5.8 para a faixa investigada de Re no Teste 1-1-1. Ela indica o aumento relativo da temperatura nos aquecedores ao longo do escoamento e também que a temperatura de cada aquecedor apresenta um máximo na sua extremidade a jusante. As temperaturas locais sempre diminuem com o aumento de Re e apresentam uma queda tanto nos espaçamentos entre os aquecedores quanto a jusante do terceiro aquecedor. Como indicado nesta figura, a variação da temperatura local dos aquecedores é pronunciada nos casos de aquecedores rentes montados num substrato adiabático.

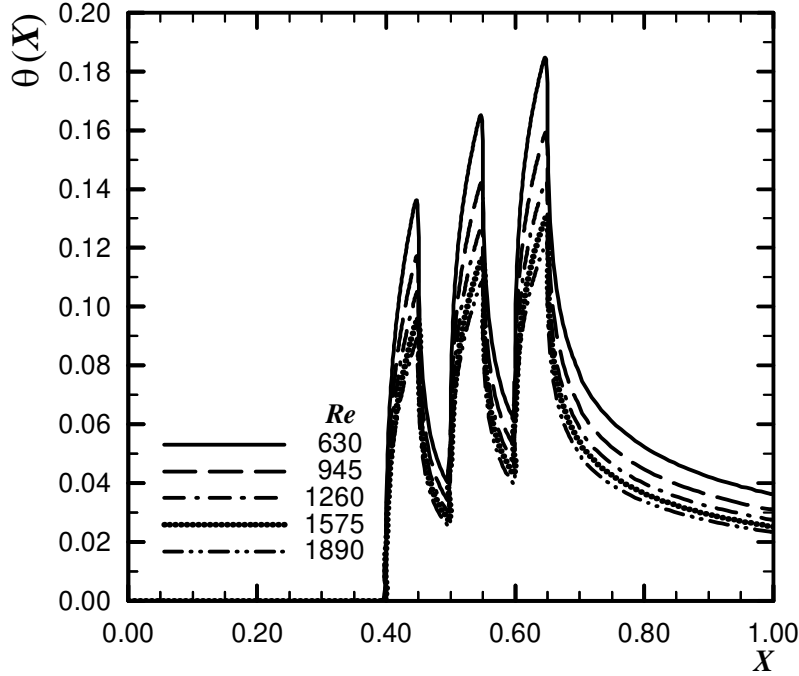


Figura 5.8. Distribuição de $\theta(X)$ em toda placa no Teste 1-1-1.

Os resultados numéricos de $\bar{\theta}_{h,n}$ apresentados na Tab. 5.7 foram obtidos das simulações numéricas nos testes com os três aquecedores ativos. Eles foram então comparados com as predições da Eq. (5.6) através da utilização dos valores dos coeficientes de influência g^+ apresentados nas Tabs. 5.3 e 5.4. Para todos os testes considerados, os resultados preditos apresentaram uma diferença de 0,05% com aqueles mostrados na Tab. 5.7. Esta pequena diferença, que pode ser atribuída a erros de truncamento dos valores dos coeficientes de influência e das operações efetuadas na Eq. (5.6), gera uma nova tabela praticamente coincidente com a Tab. 5.7.

O princípio de superposição é ilustrado na Fig. 5.9, para o problema do resfriamento convectivo de três aquecedores rentes ativos, considerando o Teste 1-1-1 com $Re = 630$. Devido à linearidade da equação da energia, os resultados da distribuição da temperatura $\theta(X)$ ao longo da superfície do substrato adiabático com um único aquecedor ativo de cada vez podem ser superpostos para obter a distribuição $\theta(X)$ nos casos em que os três aquecedores estão ativos.

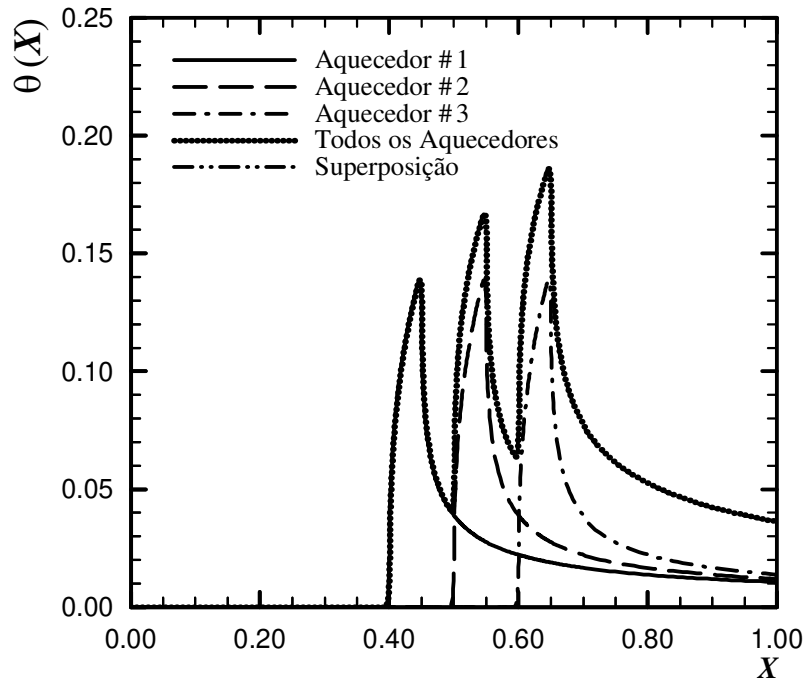


Figura 5.9. Aplicação do princípio de superposição para determinação de $\theta(X)$ no Teste 1-1-1 com $Re = 630$.

O princípio de superposição também é válido para determinação das temperaturas médias de cada aquecedor, pois estas temperaturas foram obtidas através de médias aritméticas da distribuição da temperatura $\theta(X)$. Os resultados obtidos para $\bar{\theta}_{h,n}$ com um único aquecedor ativo por vez podem ser superpostos para a obtenção de $\bar{\theta}_{h,n}$ nos casos em que os três aquecedores rentes estão ligados. Este fato é mostrado na Tab. 5.8 no Teste 1-1-1 com $Re = 630$ e, foi comprovado que os resultados nos Testes 5-3-1 e 3-5-1 podem ser obtidos a partir de combinações lineares dos valores apresentados na Tab. 5.8.

Tabela 5.8. Validade do princípio de superposição para determinação de $\bar{\theta}_h$ no Teste 1-1-1 com $Re = 630$.

<i>Aquecedor ativo</i>	<i>Teste 1-1-1</i>		
	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$
#1	0,1047	0,0321	0,0203
#2	0,0000	0,1055	0,0322
#3	0,0000	0,0000	0,1060
#1 #2 #3	0,1047	0,1376	0,1585

5.1.2 Caso B: Resfriamento Convectivo de Três Aquecedores Protuberantes

Os resultados obtidos no Caso B, ilustrado na Fig. 3.3, serão apresentados a seguir. Inicialmente serão mostrados os resultados obtidos de simulações com um único aquecedor ativo por vez. Feito isso, os resultados de simulações adicionais considerando os três aquecedores protuberantes ativos no canal foram utilizados para comparar as temperaturas médias dos aquecedores com as temperaturas preditas pela forma adimensional da Eq. (3.29).

Nas simulações efetuadas com um único aquecedor ativo, os resultados de $\overline{Nu}_{ad,1}$, $\overline{Nu}_{ad,2}$ e $\overline{Nu}_{ad,3}$, definidos pela Eq. (3.19) e que também podem ser expressos por $[L_h/(2H_h+L_h)]/\bar{\theta}_h$ são mostrados para $630 \leq Re \leq 1890$ e para uma altura relativa dos aquecedores protuberantes $0,05 \leq (H_h/H) \leq 0,35$, respectivamente nas Tabs. 5.9, 5.10 e 5.11. A distribuição de $\overline{Nu}_{ad}$ para um mesmo valor de Re é sempre maior nos aquecedores a montante do que aqueles a jusante devido ao desenvolvimento simultâneo das camadas limite fluidodinâmica e térmica sobre os aquecedores (conforme a analogia de *Reynolds*). Em cada aquecedor, $\overline{Nu}_{ad}$ aumenta com Re , indicando a queda da temperatura do aquecedor com a vazão mássica de fluido no canal. O $\overline{Nu}_{ad,1}$ apresenta um valor máximo em $(H_h/H) = 0,10$ enquanto que para $\overline{Nu}_{ad,2}$ e $\overline{Nu}_{ad,3}$, este máximo é em $(H_h/H) = 0,05$.

Tabela 5.9. $\overline{Nu}_{ad,1}$ no Caso B.

<i>Re</i>	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	9,54	9,57	9,50	9,41	9,36	9,32	9,29
945	11,26	11,34	11,27	11,18	11,08	10,99	10,90
1260	12,73	12,85	12,79	12,66	12,49	12,32	12,16
1575	14,05	14,20	14,12	13,94	13,69	13,43	13,23
1890	15,25	15,43	15,33	15,07	14,74	14,41	14,16

Tabela 5.10. $\overline{Nu}_{ad,2}$ no Caso B.

<i>Re</i>	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	9,36	9,22	8,98	8,80	8,80	8,88	8,95
945	10,97	10,78	10,46	10,35	10,43	10,49	10,52
1260	12,35	12,09	11,74	11,72	11,79	11,80	11,79
1575	13,56	13,24	12,90	12,94	12,96	12,92	12,88
1890	14,66	14,28	13,98	14,01	13,98	13,89	13,80

Tabela 5.11. $\overline{Nu}_{ad,3}$ no Caso B.

Re	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	9,34	9,22	8,96	8,77	8,78	8,85	8,90
945	10,91	10,75	10,45	10,34	10,42	10,46	10,44
1260	12,25	12,04	11,73	11,72	11,77	11,74	11,66
1575	13,44	13,18	12,87	12,93	12,91	12,80	12,67
1890	14,52	14,21	13,94	14,01	13,90	13,72	13,53

Para facilitar a identificação das faces dos aquecedores protuberantes, a notação apresentada na Fig. 5.10 será utilizada nesta Tese.

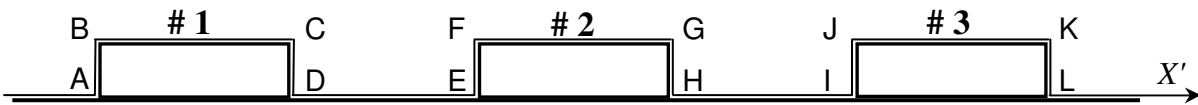


Figura 5.10. Identificação das faces dos aquecedores protuberantes.

As características do escoamento sobre os aquecedores protuberantes serão estudadas a seguir porque, como será visto posteriormente, elas tiveram um papel importante no comportamento do número de *Nusselt* e dos coeficientes de influência g^+ . As linhas de corrente para o escoamento com $Re = 630$ são mostradas na Fig. 5.11 englobando todo o domínio e considerando todas as alturas dos aquecedores protuberantes analisadas.

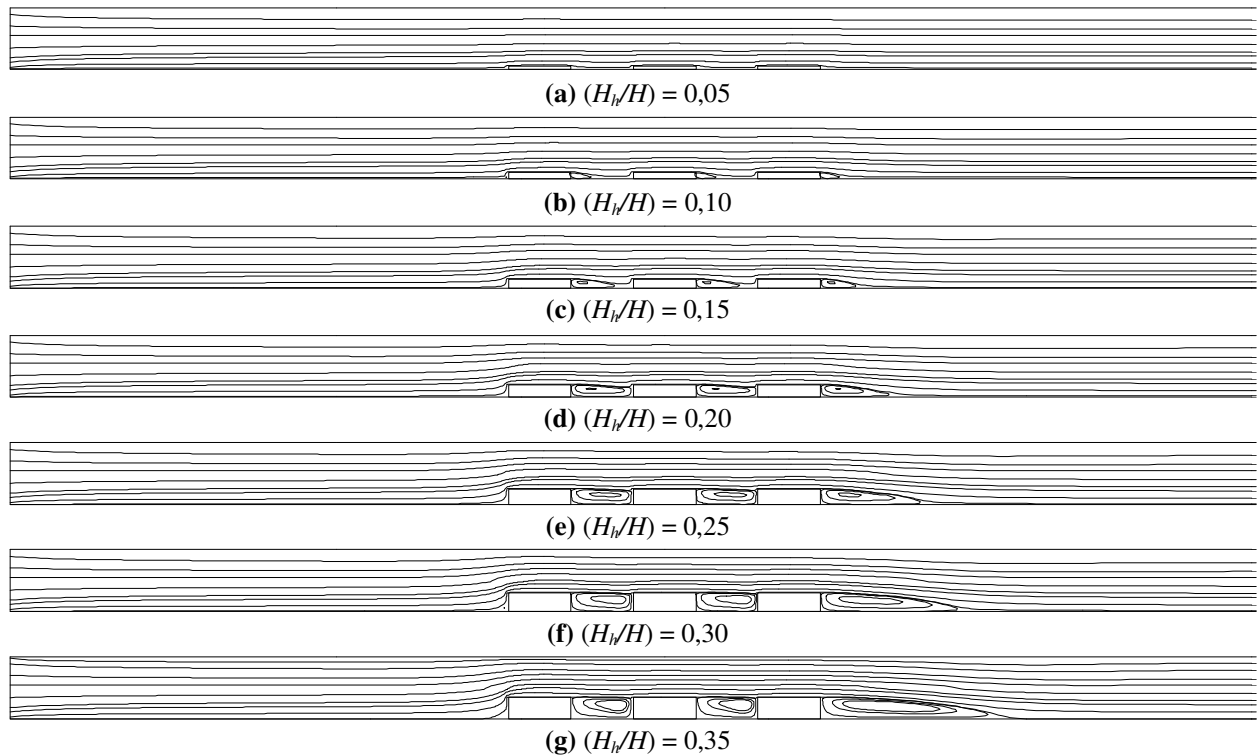


Figura 5.11. Linhas de corrente sobre os aquecedores protuberantes para $Re = 630$.

As características principais deste escoamento consistiram de uma pequena recirculação a montante do primeiro aquecedor, de recirculações no espaçamento entre os aquecedores e de uma grande recirculação na região a jusante do terceiro aquecedor. Para uma melhor compreensão do comportamento do escoamento sobre os aquecedores protuberantes, as linhas de corrente em função de Re para os aquecedores protuberantes com $(H_h/H) = 0,15$ e $0,30$ serão apresentadas. Na região $0,35 < X \leq 0,90$, a Fig. 5.12 ilustra as linhas de corrente para $(H_h/H) = 0,15$ e a Fig. 5.13 mostra as linhas de corrente para $(H_h/H) = 0,30$.

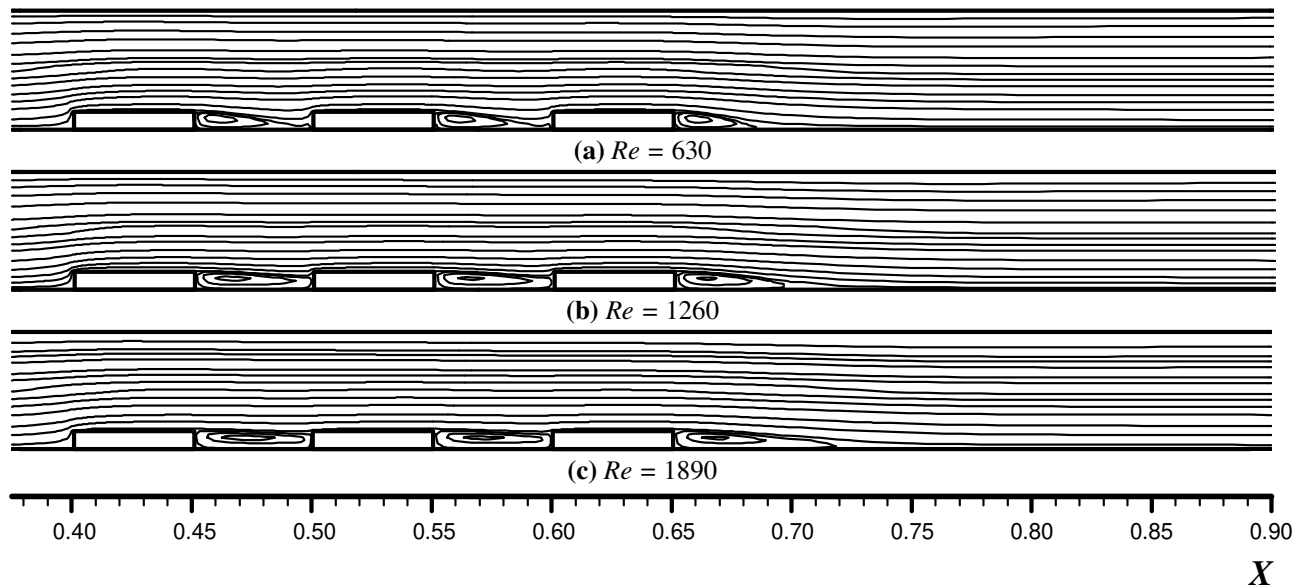


Figura 5.12. Linhas de corrente para $(H_h/H) = 0,15$.

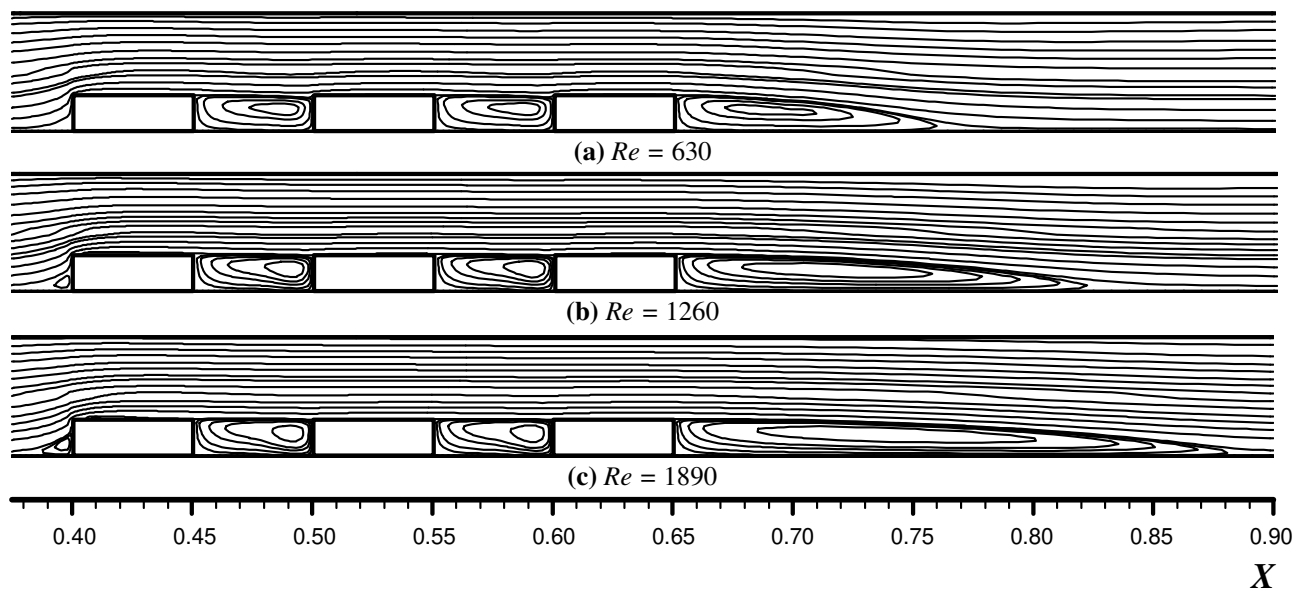


Figura 5.13. Linhas de corrente para $(H_h/H) = 0,30$.

No canto inferior da face vertical a montante do primeiro aquecedor (Face AB), uma pequena recirculação no sentido horário foi observada. Esta recirculação aumentava com (H_h/H) e Re . Na região a jusante do terceiro aquecedor, devido ao recolamento do escoamento, uma grande recirculação no sentido horário foi formada. O comprimento L_r desta recirculação aumentava com (H_h/H) e Re , como mostrado na Tab. 5.12. Estes mesmos resultados são mostrados na Fig. 5.14, onde nota-se que para um mesmo valor de (H_h/H) , o comprimento da recirculação varia linearmente com Re . Em todos os resultados apresentados nesta Tese, o maior comprimento de L_r foi de aproximadamente $6,5H$, garantindo assim que esta recirculação ficasse sempre dentro do domínio.

Tabela 5.12. Comprimento da recirculação L_r a jusante dos aquecedores protuberantes.

Re	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	0,08	0,31	0,65	1,11	1,68	2,35	3,14
945	0,10	0,37	0,80	1,38	2,10	2,96	3,96
1260	0,12	0,44	0,96	1,65	2,53	3,57	4,79
1575	0,14	0,51	1,11	1,93	2,95	4,18	5,61
1890	0,15	0,58	1,27	2,20	3,38	4,79	6,44

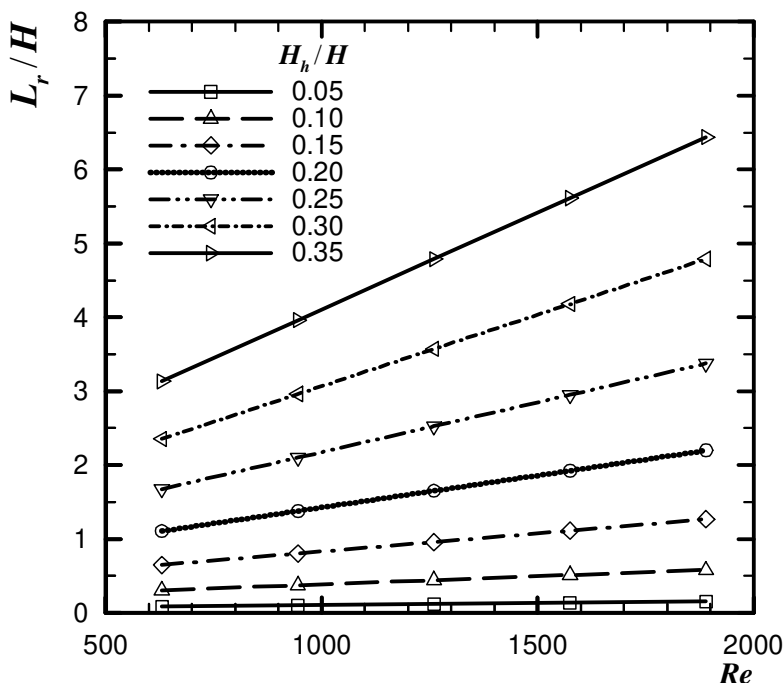


Figura 5.14. Comprimento L_r da recirculação a jusante dos aquecedores.

Uma atenção especial foi dada às regiões formadas entre dois aquecedores adjacentes. Nestas regiões, recirculações características da convecção forçada ocorreram no sentido horário. Como observado na Fig. 5.12(a), para aquecedores protuberantes com $(H_h/H) = 0,15$ e $Re = 630$, o escoamento recolou no substrato numa distância menor que o espaçamento L_s entre os aquecedores. Consequentemente, o escoamento junto às Faces EF e IJ era mais rápido. Com o aumento de Re , a recirculação alcançou o aquecedor a jusante no caso de $(H_h/H) = 0,15$, por exemplo, isto ocorreu em $Re = 1260$ (Fig. 5.12(b)). As linhas de corrente na região do escoamento principal (acima dos aquecedores) estavam numa direção quase paralela ao substrato e a recirculação quase coincidiu com o topo dos aquecedores, formando assim uma cavidade. O núcleo da recirculação moveu-se para a direita com o aumento de Re , especialmente no caso da recirculação a jusante do terceiro aquecedor. Na faixa de Re estudada nesta Tese, $600 < Re < 1900$, para os aquecedores protuberantes com $(H_h/H) < 0,15$, as recirculações entre dois aquecedores adjacentes não alcançaram a superfície do aquecedor a jusante, enquanto que para $(H_h/H) \geq 0,20$ o escoamento sempre formou cavidades de recirculação, como indicado na Fig. 5.11.

A distribuição do número de *Nusselt* local ao longo de cada aquecedor protuberante, $Nu_{ad}(\xi)$, definido na Eq. (3.17) e que também pode ser expresso por $[L_h/(2H_h+L_h)]/\theta_h(\xi)$, é mostrada na Fig. 5.15 em função de Re para $(H_h/H) = 0,15$ e $0,30$. Nas faces verticais dos aquecedores protuberantes, o $Nu_{ad}(\xi)$ apresenta picos próximo aos cantos superiores. O valor máximo de $Nu_{ad}(\xi)$ ocorreu no canto superior esquerdo do aquecedor pois, nesta localização a camada limite térmica é mais fina. Devido ao desenvolvimento desta camada limite sobre a face superior (topo) do aquecedor, o $Nu_{ad}(\xi)$ cai continuamente até próximo ao canto superior direito, indicando um aumento da temperatura local ao longo do topo do aquecedor. Além disso, $Nu_{ad}(\xi)$ aumenta com Re devido ao aumento da vazão mássica no canal.

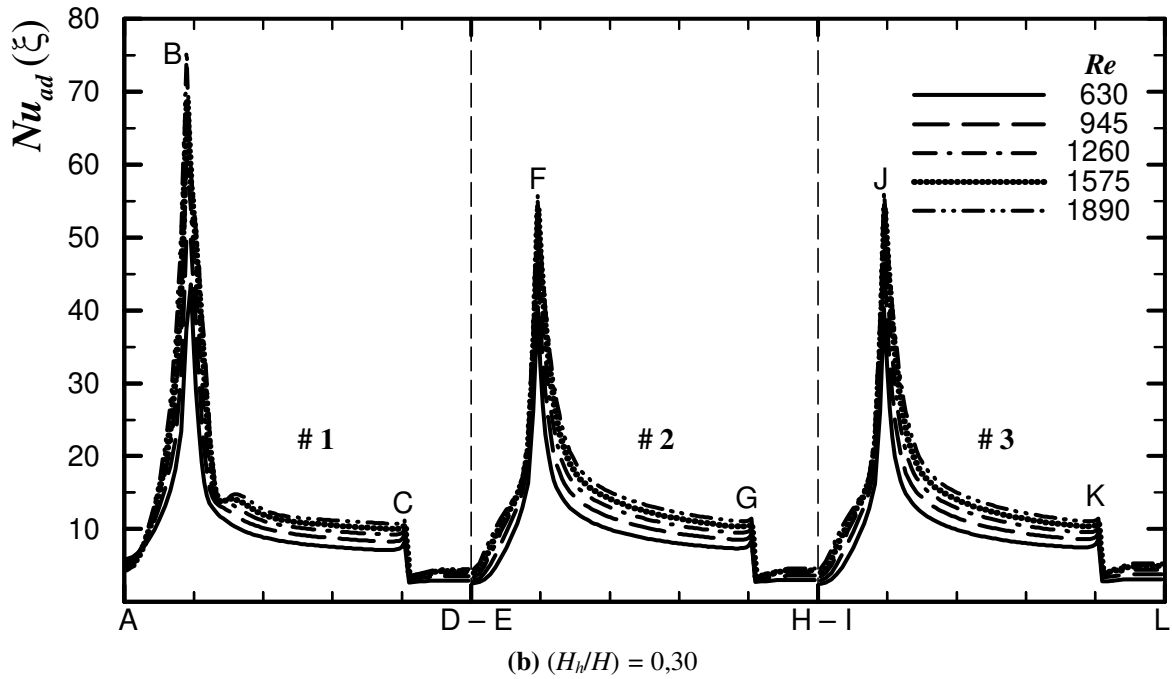
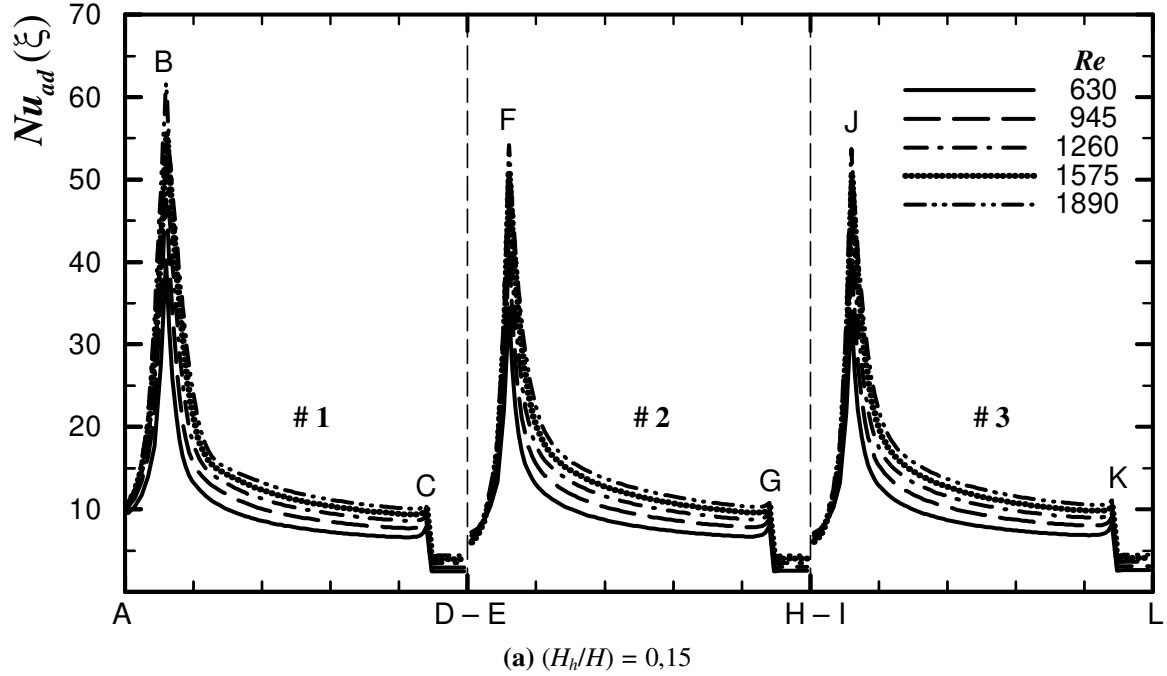


Figura 5.15. Distribuição de $Nu_{ad}(\xi)$ sobre os aquecedores protuberantes num substrato adiabático.

Os resultados obtidos a partir da Eq. (3.29) ou da Eq. (3.31) para os coeficientes de influência g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ , associados ao auto-aquecimento, são mostrados respectivamente nas Tabs. 5.13, 5.14 e 5.15 em função de (H_h/H) e de Re . Estes coeficientes dependem de Re , da altura relativa no canal e da posição dos aquecedores protuberantes. O aumento com Re ocorre principalmente devido ao aumento da vazão mássica no canal. Para cada número de *Reynolds* e

altura (H_h/H) foi observado que $g_{33}^+ > g_{22}^+ > g_{11}^+$, refletindo o efeito do aquecimento nos aquecedores a montante. Em cada aquecedor, os coeficientes de influência g_{nm}^+ diminuem com o aumento de (H_h/H) devido ao aumento correspondente da área de troca de calor por convecção.

Tabela 5.13. Coeficiente de influência g_{11}^+ no Caso B.

<i>Re</i>	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	21,2311	19,3865	18,0413	16,9010	15,8676	14,9157	14,1089
945	26,9747	24,5576	22,8095	21,3465	20,0912	18,9818	18,0327
1260	31,8059	28,8901	26,8121	25,1397	23,7681	22,5801	21,5429
1575	36,0344	32,6768	30,3415	28,5324	27,1150	25,8788	24,7627
1890	39,8255	36,0726	33,5367	31,6571	30,2207	28,9448	27,7520

Tabela 5.14. Coeficiente de influência g_{22}^+ no Caso B.

<i>Re</i>	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	21,6290	20,1242	19,0867	18,0767	16,8750	15,6642	14,6386
945	27,6714	25,8225	24,5781	23,0438	21,3427	19,8797	18,6743
1260	32,8000	30,6974	29,2076	27,1344	25,1774	23,5594	22,2146
1575	37,3271	35,0317	33,2258	30,7411	28,6458	26,9061	25,4307
1890	41,4191	38,9848	36,7801	34,0522	31,8669	30,0227	28,4708

Tabela 5.15. Coeficiente de influência g_{33}^+ no Caso B.

<i>Re</i>	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	21,6838	20,1295	19,1186	18,1426	16,9185	15,7072	14,7205
945	27,8235	25,8910	24,5824	23,0684	21,3678	19,9406	18,8180
1260	33,0413	30,8167	29,2312	27,1358	25,2295	23,6941	22,4648
1575	37,6547	35,1934	33,2821	30,7484	28,7536	27,1585	25,8423
1890	41,8276	39,1729	36,8743	34,0713	32,0539	30,4114	29,0569

Em todas as simulações efetuadas no Caso B, apesar da condução axial no meio fluido ter se tornado desprezível ($Pe > 100$) e do substrato ser adiabático, a influência térmica na região a montante do aquecimento foi notada. Isto ocorreu em razão das recirculações presentes no escoamento. Este fato é ilustrado para aquecedores protuberantes com $(H_h/H) = 0,15$ e $0,30$ respectivamente nas Figs. 5.16 e 5.17, que englobam a região $X > 0,35$ e apresentam mapas das isotérmicas considerando $Re = 630$. Estas figuras indicam que para o caso de um único aquecedor

protuberante ativo no canal, a temperatura média de mistura do escoamento na borda a montante do aquecedor, $T_{m,n}$, é maior do que a temperatura de entrada do fluido no canal, T_0 , ou seja, $T_{m,n} > T_0$. Para este mesmo caso, a temperatura adiabática média do aquecedor em questão coincide com a temperatura de entrada do fluido no canal, isto é, $\bar{T}_{ad} = T_0$ para cada aquecedor.

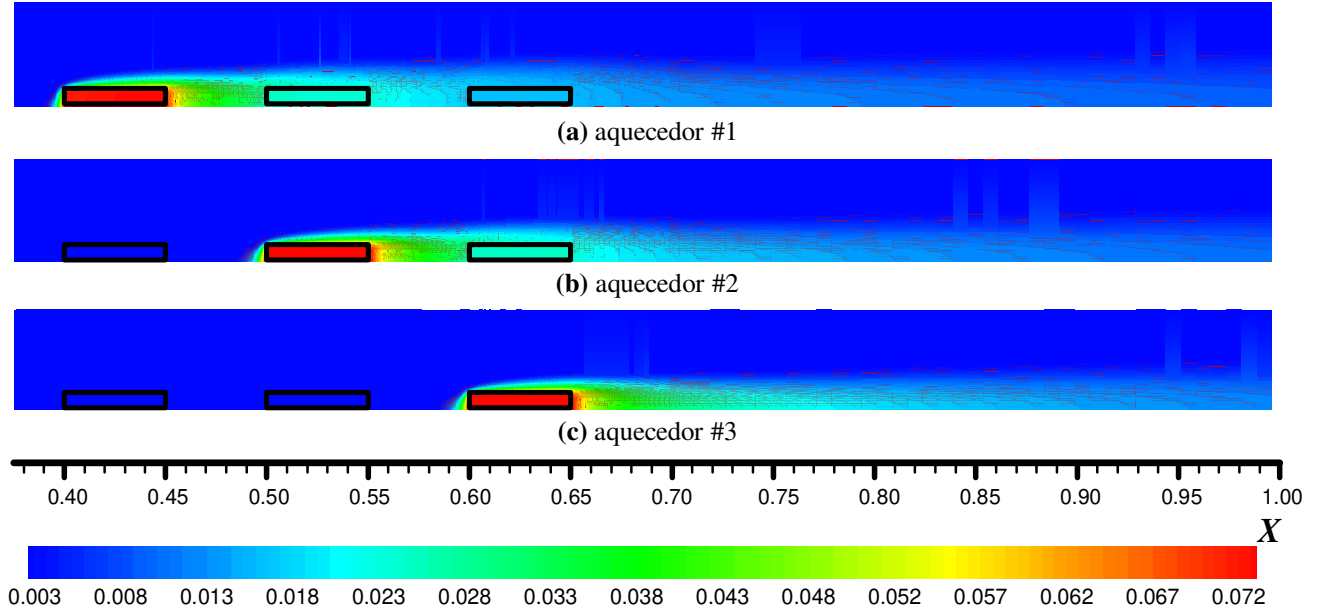


Figura 5.16. Mapa de isotérmicas para $(H_p/H) = 0,15$ e $Re = 630$ considerando um único aquecedor ativo no Caso B.

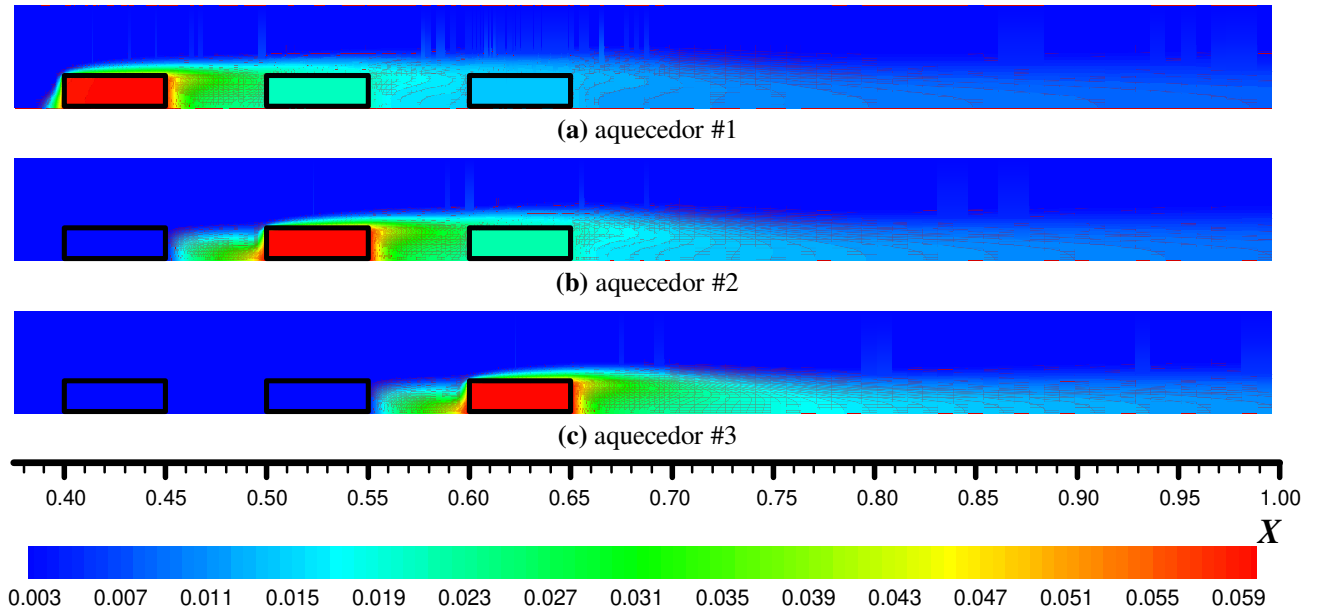


Figura 5.17. Mapa de isotérmicas para $(H_p/H) = 0,30$ e $Re = 630$ considerando um único aquecedor ativo no Caso B.

A influência térmica proveniente do aquecedor protuberante #2 quando somente ele está ativo no canal é mostrada na Fig. 5.18 para as alturas relativas (H_h/H) testadas na região $X > 0,35$ e $Re = 630$. Devido às características do escoamento, o efeito térmico deste aquecedor propaga-se a montante do aquecimento somente quando existe uma recirculação entre os aquecedores #1 e #2. A região de influência térmica nestes casos aumenta com a altura do aquecedor protuberante.

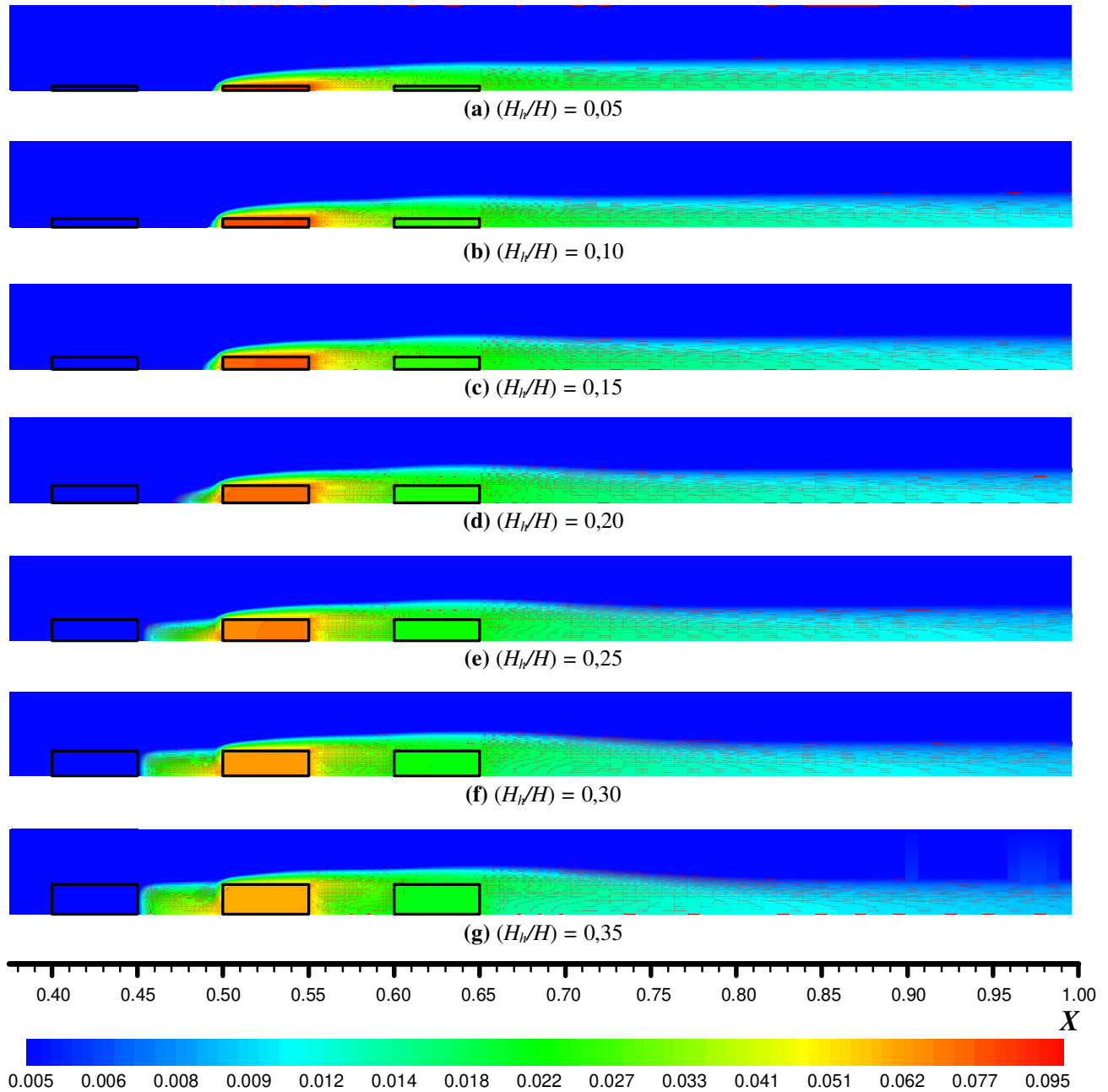


Figura 5.18. Mapa de isotérmicas para $Re = 630$ considerando somente o aquecedor #2 ativo no Caso B.

Devido à condutividade térmica relativamente alta do aquecedor em relação ao ar (k_h/k)=500 adotada nesta Tese, os resultados obtidos para a distribuição de temperatura no aquecedor foram quase uniformes. Na superfície de interface com o escoamento, por exemplo, a temperatura superficial do aquecedor apresentou uma variação típica em torno de 0,25% de seu valor médio calculado, tornando-o praticamente isotérmico.

Os coeficientes de influência g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ , calculados pela Eq. (3.29), são apresentados respectivamente nas Tabs. 5.16, 5.17 e 5.18. A influência das recirculações geradas nas regiões entre dois aquecedores adjacentes refletiu nos resultados destes coeficientes. Para os casos em que a recirculação não alcançou o aquecedor a jusante, a presença térmica do aquecedor a jusante praticamente não influenciou o aquecedor a montante. Com a formação desta recirculação na cavidade, os coeficientes de influência aumentaram com Re . Este comportamento é ilustrado, por exemplo, para o coeficiente de influência g_{12}^+ na Fig. 5.19.

Tabela 5.16. Coeficiente de influência g_{12}^+ no Caso B.

Re	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	0,0025	0,0029	0,0033	0,0410	0,2429	0,4804	0,6444
945	0,0032	0,0035	0,0067	0,1635	0,4948	0,7333	0,8708
1260	0,0037	0,0042	0,0234	0,3371	0,6962	0,9158	1,0390
1575	0,0043	0,0049	0,0680	0,5021	0,8516	1,0572	1,1728
1890	0,0044	0,0054	0,1441	0,6407	0,9749	1,1746	1,2857

Tabela 5.17. Coeficiente de influência g_{13}^+ no Caso B.

Re	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	0,0019	0,0007	0,0005	0,0026	0,0072	0,0185	0,0325
945	0,0025	0,0011	0,0009	0,0052	0,0171	0,0321	0,0457
1260	0,0037	0,0022	0,0018	0,0090	0,0257	0,0417	0,0552
1575	0,0042	0,0039	0,0033	0,0140	0,0326	0,0480	0,0621
1890	0,0044	0,0053	0,0045	0,0186	0,0381	0,0532	0,0646

Tabela 5.18. Coeficiente de influência g_{23}^+ no Caso B.

Re	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	0,0032	0,0031	0,0036	0,0442	0,2640	0,5187	0,6886
945	0,0040	0,0041	0,0071	0,1701	0,5310	0,7850	0,9271
1260	0,0050	0,0051	0,0225	0,3509	0,7463	0,9795	1,1034
1575	0,0056	0,0063	0,0632	0,5283	0,9134	1,1298	1,2452
1890	0,0063	0,0074	0,1348	0,6793	1,0468	1,2552	1,3692

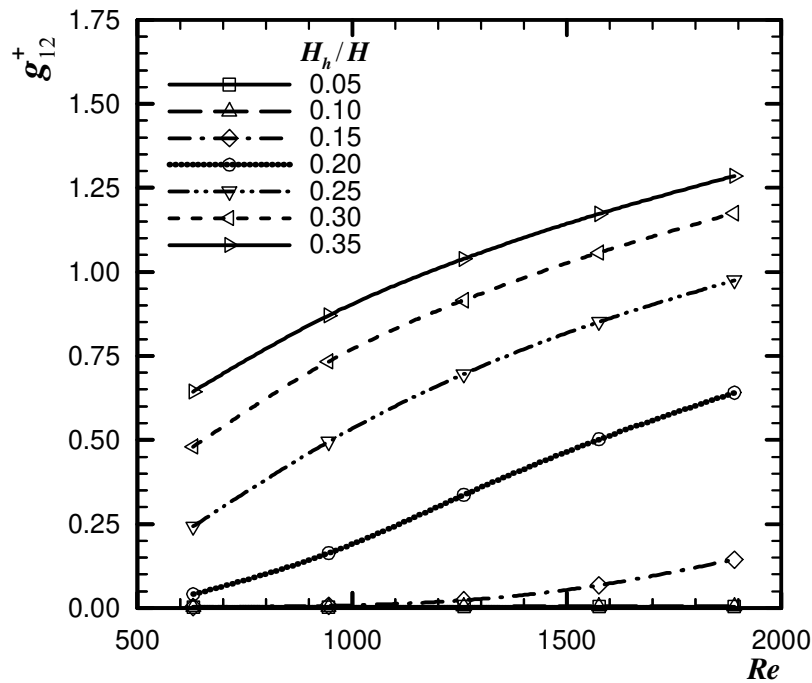


Figura 5.19. Coeficiente g_{12}^+ para aquecedores protuberantes num substrato adiabático.

Os resultados para os coeficientes de influência g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ , definidos a partir da Eq. (3.29), são mostrados respectivamente nas Tabs. 5.19, 5.20 e 5.21. Estes coeficientes aumentam com Re porque a vazão mássica aumenta no canal e diminuem com a altura da protuberância devido ao aumento correspondente da área de troca de calor. Os valores de g_{21}^+ e g_{32}^+ são maiores do que g_{31}^+ porque eles representam a influência térmica de um aquecedor protuberante mais próximo a montante.

Tabela 5.19. Coeficiente de influência g_{21}^+ no Caso *B*.

<i>Re</i>	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	6,5385	6,2882	5,9979	5,7216	5,4832	5,2809	5,1026
945	8,3316	7,9596	7,5487	7,2050	6,9122	6,6324	6,4109
1260	9,8617	9,3658	8,8597	8,4824	8,1318	7,7752	7,4765
1575	11,2167	10,6002	10,0276	9,6131	9,2058	8,7748	8,3819
1890	12,4449	11,7101	11,0932	10,6378	10,1691	9,6644	9,1807

Tabela 5.20. Coeficiente de influência g_{31}^+ no Caso *B*.

<i>Re</i>	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	4,3149	4,1652	4,0034	3,8432	3,7093	3,5727	3,3845
945	5,4969	5,2841	5,0515	4,8418	4,6670	4,5035	4,3170
1260	6,5054	6,2272	5,9406	5,7059	5,4821	5,2672	5,0758
1575	7,3991	7,0570	6,7342	6,4717	6,2035	5,9311	5,7031
1890	8,2086	7,8066	7,4565	7,1634	6,8526	6,5278	6,2552

Tabela 5.21. Coeficiente de influência g_{32}^+ no Caso *B*.

<i>Re</i>	H_h/H						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
630	6,5813	6,3707	6,1341	5,8801	5,6366	5,4185	5,2427
945	8,4251	8,1262	7,7976	7,4688	7,1556	6,8634	6,6562
1260	10,0059	9,6208	9,2211	8,8379	8,4790	8,1282	7,8581
1575	11,4130	10,9451	10,4922	10,0681	9,6729	9,2809	8,9493
1890	12,6932	12,1530	11,6526	11,1984	10,7748	10,3511	9,9957

Os coeficientes de influência g^+ no Caso *B* foram relacionados com a função de *Green* discreta inversa g^{-1} proposta por Hacker e Eaton (1995) na Eq. (3.32).

Os testes numéricos apresentados a seguir tiveram a finalidade de verificar a validade do princípio de superposição no Caso *B*. Com estes testes adicionais, as temperaturas médias obtidas das simulações com três aquecedores protuberantes ativos no canal foram comparadas com as previstas pela forma adimensional da Eq. (3.29), a Eq. (5.8).

No Caso *B*, os aquecedores protuberantes causam recirculações do escoamento fluido e o aumento da temperatura média da superfície de cada aquecedor acima da temperatura de entrada do fluido no canal, como predito pela Eq. (3.29), foi expresso na seguinte forma adimensional:

$$\bar{\theta}_{h,n} = \frac{2}{Re Pr} \sum_{i=1}^3 g_{ni}^+ \left(\frac{q'_i}{q'_L} \right), \quad (5.8)$$

ou na forma matricial,

$$\begin{bmatrix} \bar{\theta}_{h,1} \\ \bar{\theta}_{h,2} \\ \bar{\theta}_{h,3} \end{bmatrix} = \frac{2}{Re Pr} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & g_{13}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & g_{23}^+ \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1/q'_L \\ q'_2/q'_L \\ q'_3/q'_L \end{bmatrix}. \quad (5.9)$$

Nas Eqs. (5.8) e (5.9), q'_L indica a menor taxa de geração de calor dos aquecedores ativos ($q'_L \neq 0$).

As simulações envolvendo os três aquecedores ativos incluíram um teste com a mesma taxa de geração de calor nos aquecedores e dois testes com taxas distintas de geração de calor em cada aquecedor. A distribuição da dissipação de calor no primeiro teste, Teste 1-1-1, foi $q'_1 = q'_2 = q'_3$, correspondendo a uma taxa de dissipação uniforme de calor nos três aquecedores protuberantes. Para os outros dois testes, com taxas distintas de geração de calor, as taxas correspondentes foram proporcionais a 5-3-1 (Teste 5-3-1) e a 3-5-1 (Teste 3-5-1).

Os resultados das simulações numéricas dos três testes considerados para a temperatura adimensional média de cada aquecedor, $\bar{\theta}_{h,n}$, definida a partir das Eqs. (5.1) e (3.20), são mostrados nas Tabs. 5.22 e 5.23 respectivamente para $(H_h/H) = 0,15$ e $0,30$. Em todos os casos analisados, os valores de $\bar{\theta}_h$ diminuíram com o aumento de Re e da altura da protuberância. Isto indica uma maior transferência de calor convectiva no aquecedor com o aumento da vazão mássica no canal e da área de troca de calor do aquecedor protuberante.

Tabela 5.22. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores protuberantes com $(H_h/H) = 0,15$ nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1.

<i>Re</i>	<i>Teste 1-1-1</i>			<i>Teste 5-3-1</i>			<i>Teste 3-5-1</i>		
	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$
630	0,0810	0,1128	0,1312	0,4050	0,3922	0,2581	0,2430	0,5100	0,2773
945	0,0683	0,0962	0,1120	0,3414	0,3336	0,2581	0,2049	0,4356	0,2773
1260	0,0602	0,0855	0,0997	0,3011	0,2961	0,1944	0,1808	0,3875	0,2091
1575	0,0546	0,0778	0,0907	0,2728	0,2691	0,1767	0,1640	0,3524	0,1902
1890	0,0504	0,0718	0,0838	0,2516	0,2483	0,1633	0,1516	0,3251	0,1758

Tabela 5.23. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores protuberantes com $(H_h/H) = 0,30$ nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1.

<i>Re</i>	<i>Teste 1-1-1</i>			<i>Teste 5-3-1</i>			<i>Teste 3-5-1</i>		
	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$
630	0,0692	0,0965	0,1107	0,3415	0,3324	0,2233	0,2117	0,4259	0,2399
945	0,0591	0,0818	0,0935	0,2907	0,2806	0,2233	0,1814	0,3603	0,2399
1260	0,0528	0,0728	0,0829	0,2597	0,2490	0,1667	0,1623	0,3205	0,1795
1575	0,0484	0,0665	0,0756	0,2381	0,2270	0,1515	0,1489	0,2930	0,1635
1890	0,0451	0,0618	0,0702	0,2219	0,2106	0,1401	0,1387	0,2727	0,1516

Os resultados numéricos de $\bar{\theta}_{h,n}$ apresentados nas Tabs. 5.22 e 5.23 foram comparados com as predições da Eq. (5.8) através da utilização dos valores dos coeficientes de influência g^+ apresentados nas Tabs. 5.13 a 5.21. Para todos os testes considerados, os resultados preditos apresentaram uma diferença de 0,05% com aqueles mostrados nas Tabs. 5.22 e 5.23. Esta pequena diferença pode ser atribuída a erros de truncamento numérico.

Na Fig. 5.20, a validade do princípio de superposição é ilustrada para o problema do resfriamento convectivo de três aquecedores protuberantes ativos com $(H_h/H) = 0,15$ para o Teste 1-1-1 com $Re = 630$. Devido à linearidade da equação da energia, os resultados da distribuição da temperatura $\theta(X')$ ao longo da interface sólido-fluido com um único aquecedor ativo de cada vez podem ser superpostos para a obtenção da distribuição de $\theta(X')$ dos casos em que os três aquecedores estão ativos.

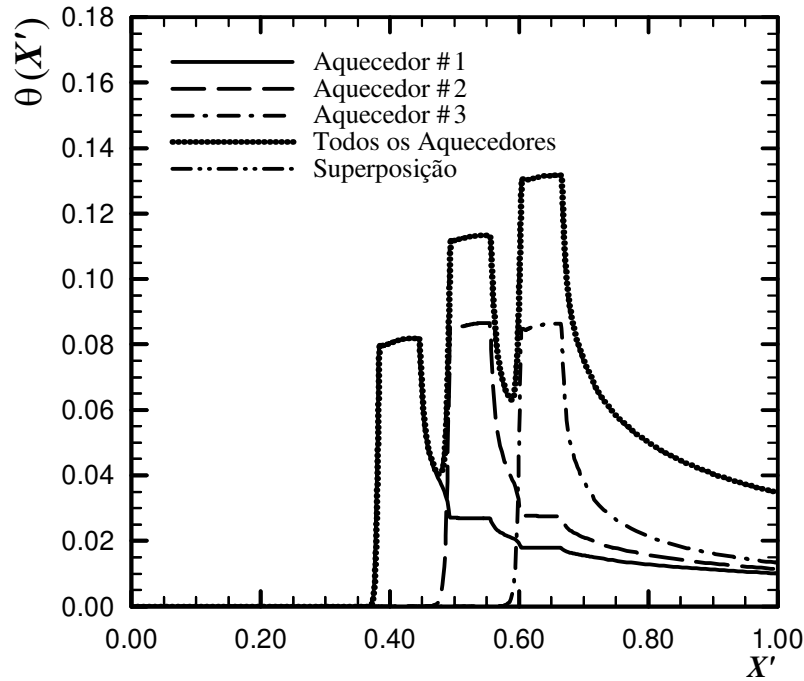


Figura 5.20. Aplicação do princípio de superposição para determinação de $\theta(X')$ para $(H_h/H) = 0,15$ e $Re = 630$ no Teste 1-1-1.

O princípio de superposição também é válido para determinação das temperaturas médias de cada aquecedor, pois estas temperaturas foram obtidas através de médias aritméticas da distribuição da temperatura $\theta(X')$. Os resultados obtidos para $\bar{\theta}_{h,n}$ com um único aquecedor ativo por vez podem ser superpostos para a obtenção de $\bar{\theta}_{h,n}$ nos casos em que os três aquecedores protuberantes estão ligados. Este fato é mostrado na Tab. 5.24 no Teste 1-1-1 para $(H_h/H) = 0,15$ e $0,30$ com $Re = 630$.

Tabela 5.24. Validade do princípio de superposição para determinação de $\bar{\theta}_h$ no Teste 1-1-1 com $Re = 630$.

<i>Aquecedor ativo</i>	$(H_h/H) = 0,15$			$(H_h/H) = 0,30$		
	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$
#1	0,0810	0,0270	0,0180	0,0670	0,0237	0,0161
#2	0,0000	0,0858	0,0275	0,0021	0,0705	0,0243
#3	0,0000	0,0000	0,0857	0,0001	0,0023	0,0703
#1 #2 #3	0,0810	0,1128	0,1312	0,0692	0,0965	0,1107

Embora não sejam apresentados nesta Tese, resultados de testes numéricos adicionais mostraram a validade do princípio de superposição para a determinação de $\bar{\theta}_{h,n}$ com outros valores de (k_h/k) .

5.2 Casos com Resfriamento Conjugado por Convecção Forçada-Condução

Os resultados numéricos obtidos para os problemas de resfriamento conjugado convecção forçada-condução de aquecedores rentes (Caso *C*) ou protuberantes (Caso *D*) num substrato condutivo serão apresentados a seguir.

Para estes casos, a taxa de calor q' gerada em cada aquecedor por unidade de comprimento é subdividida em duas parcelas. Uma vai diretamente da superfície do aquecedor para o escoamento fluido por convecção forçada, denominada q'_f . A outra parcela é transferida por condução para o substrato, através da interface aquecedor-substrato, sendo denominada q'_s . Na geometria 2D considerada, como indicado na Fig. 2.3, a parcela q'_s é subdividida por sua vez nas direções a montante (q'_u) e a jusante (q'_d) do aquecedor. Pela conservação de energia, como mostrado nas Eqs. (3.13) e (3.14), a soma das frações (q'_f/q') e (q'_s/q') é sempre unitária e a soma das frações (q'_u/q') e (q'_d/q') é sempre igual a (q'_s/q') .

Novamente, a metodologia adotada consistirá de simulações iniciais com um único aquecedor ativo no canal visando a obtenção dos coeficientes de influência conjugados g^+ da matriz quadrada G^+ . Feito isso, os resultados de simulações adicionais efetuadas com os três aquecedores ativos no canal foram efetuadas para comparar as temperaturas médias dos aquecedores com as temperaturas previstas pela forma adimensional da Eq. (3.29), a Eq. (5.8).

5.2.1 Caso C: Resfriamento Conjugado de Três Aquecedores Rentes

Os resultados obtidos no Caso *C*, ilustrado na Fig. 3.4, serão apresentados nesta seção.

Nas simulações efetuadas com um único aquecedor ativo de cada vez, os resultados obtidos para a fração $(q'_{s,n}/q')$ e para a fração $(q'_{u,n}/q')$, calculados a partir das Eqs. (3.13) e (3.14), são apresentados nas Tabs. 5.25 a 5.27 para a faixa de $10 \leq (k_s/k) \leq 80$. A fração $(q'_{s,n}/q')$ aumenta com (k_s/k) , devido à menor resistência térmica condutiva do substrato e diminui com o aumento de Re devido à uma maior transferência de calor convectiva. A fração $(q'_{u,n}/q')$ segue tendência similar a $(q'_{s,n}/q')$ com relação aos efeitos de (k_s/k) e Re . Comparando essas frações, é

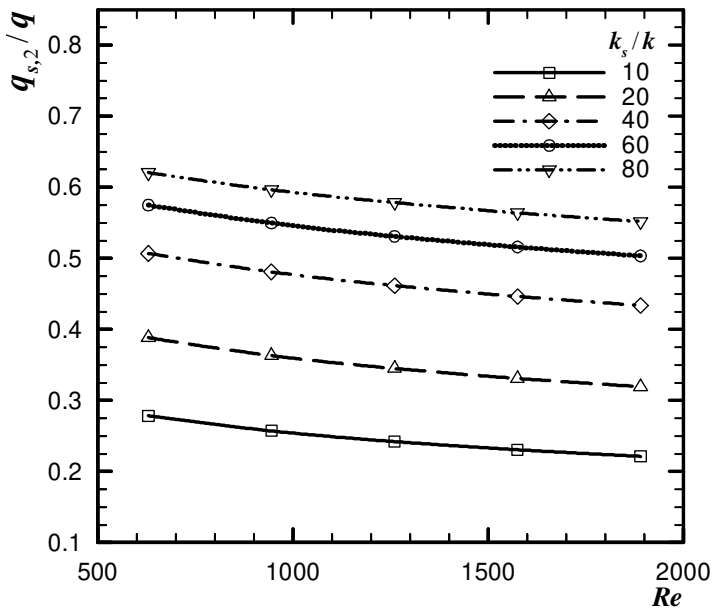
observado que cerca de 60% da transferência de calor por condução do aquecedor para o substrato retorna ao escoamento fluido à montante do aquecedor. Este comportamento é ilustrado, por exemplo, para o aquecedor #2 na Fig. 5.21.

Tabela 5.25. Frações $(q'_{s,1}/q')$ e $(q'_{u,1}/q')$ para o aquecedor #1 no Caso C.

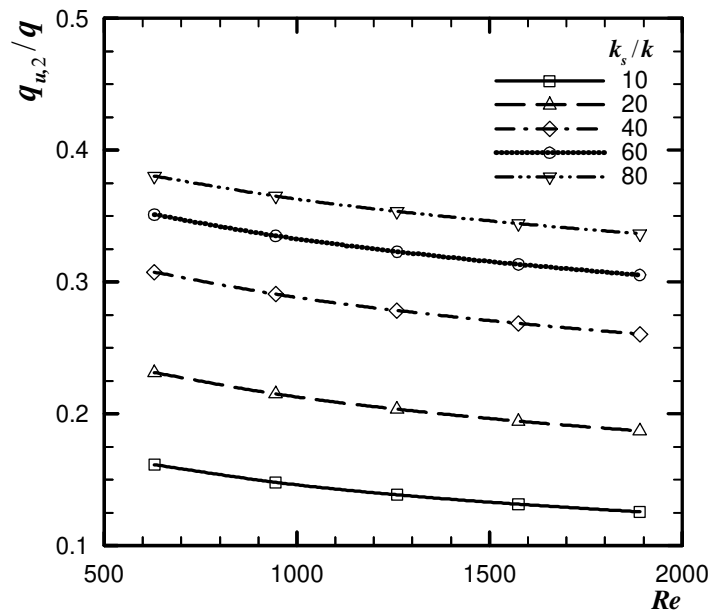
<i>Re</i>	$q'_{s,1}/q'$					$q'_{u,1}/q'$				
	k_s/k					k_s/k				
	10	20	40	60	80	10	20	40	60	80
630	0,2773	0,3870	0,5055	0,5734	0,6193	0,1607	0,2305	0,3069	0,3506	0,3800
945	0,2556	0,3613	0,4789	0,5477	0,5947	0,1470	0,2140	0,2898	0,3341	0,3644
1260	0,2404	0,3429	0,4594	0,5286	0,5763	0,1374	0,2021	0,2771	0,3218	0,3526
1575	0,2287	0,3286	0,4439	0,5134	0,5615	0,1302	0,1930	0,2671	0,3120	0,3431
1890	0,2193	0,3170	0,4311	0,5006	0,5491	0,1243	0,1855	0,2589	0,3038	0,3352

Tabela 5.26. Frações $(q'_{s,2}/q')$ e $(q'_{u,2}/q')$ para o aquecedor #2 no Caso C.

<i>Re</i>	$q'_{s,2}/q'$					$q'_{u,2}/q'$				
	k_s/k					k_s/k				
	10	20	40	60	80	10	20	40	60	80
630	0,2785	0,3883	0,5069	0,5747	0,6205	0,1614	0,2313	0,3075	0,3511	0,3804
945	0,2572	0,3632	0,4809	0,5496	0,5965	0,1480	0,2151	0,2908	0,3350	0,3652
1260	0,2422	0,3451	0,4617	0,5309	0,5785	0,1385	0,2035	0,2784	0,3230	0,3536
1575	0,2307	0,3310	0,4465	0,5159	0,5640	0,1314	0,1944	0,2686	0,3134	0,3444
1890	0,2214	0,3195	0,4339	0,5034	0,5518	0,1256	0,1870	0,2605	0,3053	0,3366



(a) fração $(q'_{s,2}/q')$



(b) fração $(q'_{u,2}/q')$

Figura 5.21. Frações $(q'_{s,2}/q')$ e $(q'_{u,2}/q')$ para o aquecedor #2 num substrato condutivo.

Tabela 5.27. Frações $(q'_{s,3}/q')$ e $(q'_{u,3}/q')$ para o aquecedor #3 no Caso C.

<i>Re</i>	$q'_{s,3}/q'$					$q'_{u,3}/q'$				
	k_s/k					k_s/k				
	10	20	40	60	80	10	20	40	60	80
630	0,2793	0,3893	0,5079	0,5757	0,6214	0,1619	0,2317	0,3079	0,3513	0,3805
945	0,2584	0,3647	0,4824	0,5511	0,5980	0,1486	0,2159	0,2915	0,3356	0,3656
1260	0,2436	0,3468	0,4636	0,5327	0,5803	0,1393	0,2044	0,2793	0,3238	0,3543
1575	0,2322	0,3329	0,4486	0,5180	0,5660	0,1322	0,1955	0,2697	0,3143	0,3452
1890	0,2230	0,3215	0,4361	0,5056	0,5540	0,1265	0,1882	0,2617	0,3064	0,3375

Os resultados obtidos a partir da Eq. (3.29) para os coeficientes de influência conjugados g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ , associados ao auto-aquecimento, são mostrados respectivamente nas Tabs. 5.28, 5.29 e 5.30 em função de (k_s/k) e de *Re*. Estes coeficientes dependem de *Re*, da posição dos aquecedores no canal e da condutividade térmica do substrato. O aumento com *Re* ocorre principalmente devido ao aumento da vazão mássica no canal. Para cada valor de *Re* e de (k_s/k) nota-se que $g_{33}^+ > g_{22}^+ > g_{11}^+$ devido ao aumento da temperatura $\bar{\theta}_{h,n}$ dos aquecedores a jusante. Em cada aquecedor, os coeficientes conjugados g_{nn}^+ diminuem com o aumento de (k_s/k) porque a temperatura $\bar{\theta}_{h,n}$ diminui devido ao aumento de $(q'_{s,n}/q')$. Este comportamento é ilustrado, por exemplo, para o aquecedor #2 na Fig. 5.22.

Tabela 5.28. Coeficiente conjugado g_{11}^+ no Caso C.

<i>Re</i>	k_s/k				
	10	20	40	60	80
630	19,8048	17,9576	15,7064	14,2890	13,2752
945	25,8094	23,5847	20,7941	18,9999	17,7014
1260	31,0230	28,5071	25,2841	23,1785	21,6407
1575	35,7083	32,9540	29,3671	26,9932	25,2464
1890	40,0054	37,0493	33,1470	30,5357	28,6023

Tabela 5.29. Coeficiente conjugado g_{22}^+ no Caso C.

<i>Re</i>	k_s/k				
	10	20	40	60	80
630	19,9395	18,0713	15,7982	14,3685	13,3467
945	26,0663	23,8047	20,9743	19,1571	17,8435
1260	31,3926	28,8266	25,5481	23,4103	21,8507
1575	36,1840	33,3681	29,7116	27,2967	25,5222
1890	40,5821	37,5541	33,5690	30,9088	28,9418

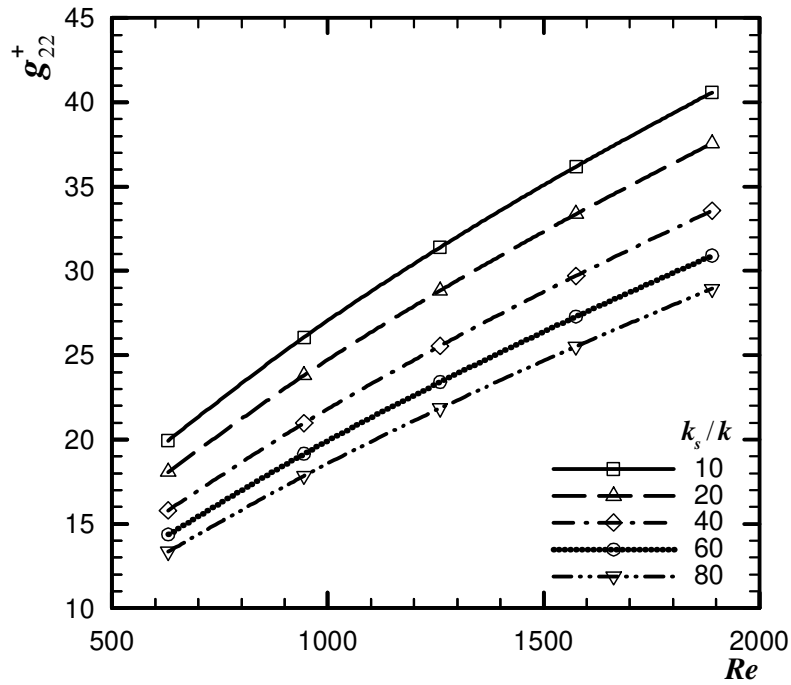


Figura 5.22. Coeficiente conjugado g_{22}^{+} para aquecedores rentes num substrato condutivo.

Tabela 5.30. Coeficiente conjugado g_{33}^{+} no Caso C.

Re	k_s/k				
	10	20	40	60	80
630	20,0243	18,1407	15,8510	14,4139	13,3853
945	26,2490	23,9584	21,0957	19,2623	17,9353
1260	31,6673	29,0609	25,7365	23,5742	21,9956
1575	36,5448	33,6788	29,9640	27,5175	25,7182
1890	41,0252	37,9383	33,8838	31,1849	29,1880

Em todas as simulações numéricas efetuadas no Caso C, apesar da condução axial no meio fluido ter se tornado desprezível e dos aquecedores serem rentes não causando recirculação no escoamento fluido, a influência térmica na região a montante dos aquecedores ativos foi notada. Isto ocorreu devido ao fato de que a condução no substrato na direção a montante do aquecedor retorna ao escoamento fluido por convecção. Este fato é ilustrado na Fig. 5.23, que engloba a região $X \geq 0,25$ e apresenta um mapa das isotérmicas considerando $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$.

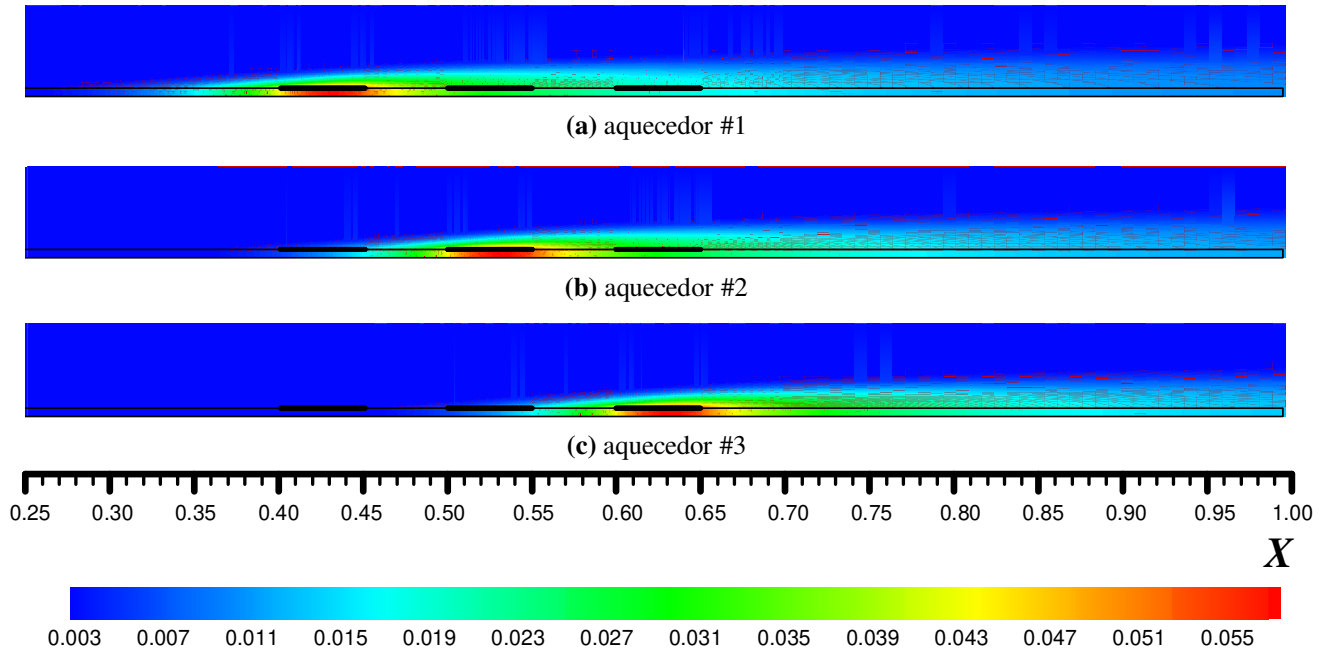


Figura 5.23. Mapa de isotérmicas para $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$ considerando um único aquecedor ativo no Caso C.

O efeito da condutividade térmica do substrato quando apenas o aquecedor #2 está ativo é mostrado na Fig. 5.24 para três valores de (k_s/k) na região $X \geq 0,25$ e $Re = 630$. A temperatura média do aquecedor diminui com o aumento de (k_s/k) devido à maior propagação de calor por condução no substrato.

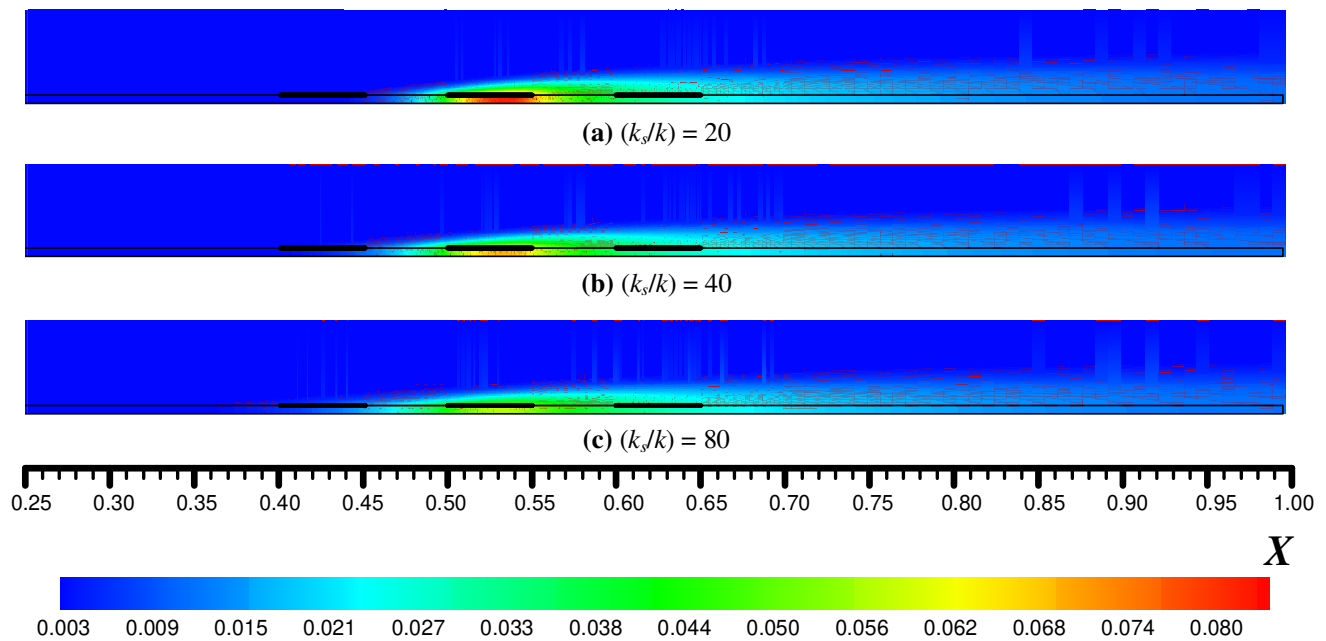


Figura 5.24. Mapa de isotérmicas para $Re = 630$ considerando somente o aquecedor #2 ativo no Caso C.

Devido ao substrato condutivo, os coeficientes de influência conjugados g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ não são nulos. Eles foram calculados pela Eq. (3.29) e no Caso *C* são apresentados respectivamente nas Tabs. 5.31, 5.32 e 5.33. Estes coeficientes dependem de Re , da distância entre os aquecedores e da condutividade térmica do substrato. A presença térmica do aquecedor a jusante nitidamente influencia o aquecedor a montante com o aumento de (k_s/k) e com a diminuição da distância entre os aquecedores. Este comportamento é mostrado, por exemplo, para o coeficiente conjugado g_{12}^+ na Fig. 5.25.

Tabela 5.31. Coeficiente conjugado g_{12}^+ no Caso *C*.

Re	k_s/k				
	10	20	40	60	80
630	0,1074	0,4778	1,3277	2,0119	2,5235
945	0,0892	0,4520	1,3952	2,2216	2,8716
1260	0,0758	0,4232	1,4152	2,3417	3,0983
1575	0,0656	0,3959	1,4134	2,4136	3,2559
1890	0,0576	0,3710	1,4001	2,4563	3,3691

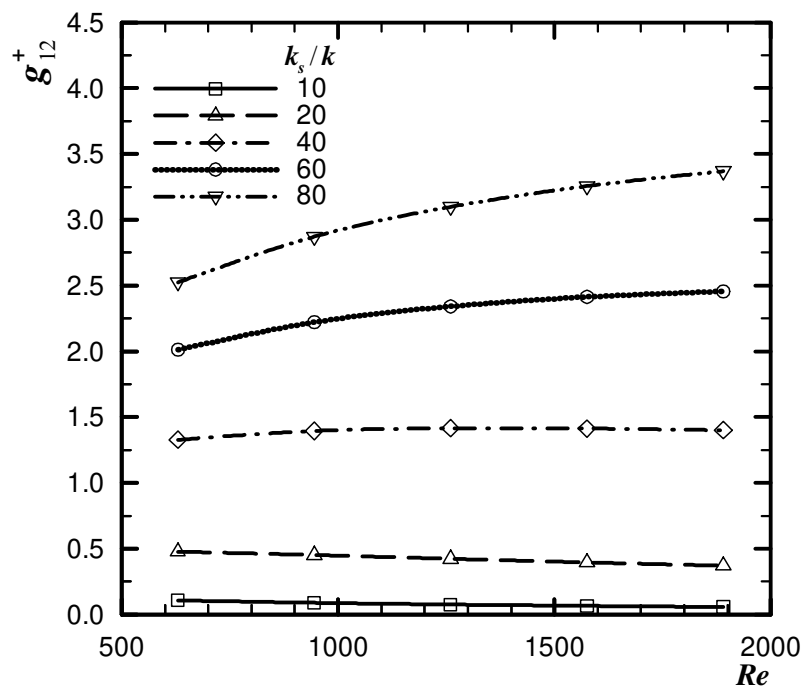


Figura 5.25. Coeficiente conjugado g_{12}^+ para aquecedores rentes num substrato condutivo.

Tabela 5.32. Coeficiente conjugado g_{13}^+ no Caso C.

<i>Re</i>	k_s/k				
	10	20	40	60	80
630	0,0001	0,0055	0,0677	0,1945	0,3525
945	0,0001	0,0034	0,0533	0,1713	0,3313
1260	0,0000	0,0023	0,0430	0,1509	0,3072
1575	0,0000	0,0017	0,0354	0,1338	0,2841
1890	0,0000	0,0013	0,0296	0,1194	0,2631

Tabela 5.33. Coeficiente conjugado g_{23}^+ no Caso C.

<i>Re</i>	k_s/k				
	10	20	40	60	80
630	0,1100	0,4865	1,3458	2,0351	2,5492
945	0,0926	0,4653	1,4260	2,2633	2,9194
1260	0,0794	0,4388	1,4548	2,3973	3,1638
1575	0,0692	0,4128	1,4593	2,4803	3,3360
1890	0,0612	0,3886	1,4508	2,5321	3,4616

Os resultados para os coeficientes conjugados g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ , definidos a partir da Eq. (3.29), são mostrados respectivamente nas Tabs. 5.34, 5.35 e 5.36. Estes coeficientes dependem de Re , da distância entre os aquecedores e da condutividade térmica do substrato. O aumento com Re , aproximadamente 100% na faixa investigada, ocorreu devido ao aumento da vazão, enquanto a variação com (k_s/k) está limitada a 3% em todos os casos. Os valores de g_{21}^+ e g_{32}^+ são maiores do que g_{31}^+ porque eles representam a influência térmica de um aquecedor mais próximo a montante.

Tabela 5.34. Coeficiente conjugado g_{21}^+ no Caso C.

<i>Re</i>	k_s/k				
	10	20	40	60	80
630	7,3293	7,4291	7,4700	7,4217	7,3389
945	9,3468	9,4765	9,5585	9,5301	9,4538
1260	11,0736	11,2262	11,3433	11,3352	11,2684
1575	12,6113	12,7822	12,9299	12,9413	12,8853
1890	14,0132	14,1992	14,3740	14,4035	14,3586

Tabela 5.35. Coeficiente conjugado g_{31}^+ no Caso C.

<i>Re</i>	k_s/k				
	10	20	40	60	80
630	4,5641	4,6016	4,6609	4,7015	4,7258
945	5,8248	5,8671	5,9377	5,9900	6,0250
1260	6,9058	6,9515	7,0299	7,0912	7,1345
1575	7,8688	7,9169	8,0014	8,0698	8,1200
1890	8,7468	8,7968	8,8862	8,9602	9,0164

Tabela 5.36. Coeficiente conjugado g_{32}^+ no Caso C.

<i>Re</i>	k_s/k				
	10	20	40	60	80
630	7,3634	7,4635	7,5038	7,4538	7,3698
945	9,4196	9,5505	9,6319	9,6010	9,5225
1260	11,1826	11,3371	11,4540	11,4430	11,3732
1575	12,7537	12,9272	13,0753	13,0835	13,0240
1890	14,1869	14,3762	14,5518	14,5783	14,5295

Os testes numéricos apresentados a seguir tiveram a finalidade de verificar a validade do princípio de superposição no Caso C, ou seja, na transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução. Com estes testes adicionais, as temperaturas médias obtidas das simulações com três aquecedores ativos no canal obtidas foram comparadas com as preditas pela forma adimensional da Eq. (3.29), a Eq. (5.8).

No Caso C, o aumento da temperatura média da superfície de cada aquecedor acima da temperatura de entrada do fluido no canal, como predito pela Eq. (3.29), também foi expresso na forma adimensional pela Eq. (5.8):

$$\bar{\theta}_{h,n} = \frac{2}{Re Pr} \sum_{i=1}^3 g_{ni}^+ \left(\frac{q'_i}{q'_L} \right), \quad (5.8)$$

ou na forma matricial,

$$\begin{bmatrix} \bar{\theta}_{h,1} \\ \bar{\theta}_{h,2} \\ \bar{\theta}_{h,3} \end{bmatrix} = \frac{2}{Re Pr} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & g_{13}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & g_{23}^+ \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1/q'_L \\ q'_2/q'_L \\ q'_3/q'_L \end{bmatrix}. \quad (5.9)$$

Os resultados das simulações numéricas dos três testes considerados (Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1) para a temperatura adimensional média de cada aquecedor, $\bar{\theta}_{h,n}$, são mostrados na Tab. 5.37 para os valores investigados de Re e de (k_s/k) . Para todos os casos analisados, os valores de $\bar{\theta}_{h,n}$ diminuíram com o aumento de Re e de (k_s/k) , devido respectivamente aos aumentos da vazão mássica no canal e da condutividade térmica do substrato.

Tabela 5.37. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores rentes ao substrato condutivo nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1.

k_s/k	Re	<i>Teste 1-1-1</i>			<i>Teste 5-3-1</i>			<i>Teste 3-5-1</i>		
		$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$
10	630	0,0894	0,1229	0,1435	0,4461	0,4336	0,2916	0,2692	0,5469	0,3167
	945	0,0775	0,1063	0,1242	0,3871	0,3743	0,2504	0,2331	0,4744	0,2719
	1260	0,0698	0,0955	0,1117	0,3488	0,3359	0,2239	0,2098	0,4272	0,2431
	1575	0,0643	0,0878	0,1027	0,3210	0,3083	0,2050	0,1930	0,3930	0,2226
	1890	0,0600	0,0818	0,0957	0,2996	0,2872	0,1906	0,1801	0,3667	0,2069
20	630	0,0828	0,1167	0,1356	0,4096	0,4124	0,2853	0,2527	0,5080	0,3110
	945	0,0720	0,1010	0,1179	0,3571	0,3570	0,2453	0,2186	0,4428	0,2674
	1260	0,0650	0,0909	0,1063	0,3229	0,3212	0,2196	0,1968	0,4002	0,2393
	1575	0,0599	0,0836	0,0979	0,2981	0,2953	0,2012	0,1811	0,3693	0,2192
	1890	0,0560	0,0780	0,0915	0,2789	0,2755	0,1872	0,1691	0,3454	0,2039
40	630	0,0768	0,1105	0,1258	0,3708	0,3866	0,2769	0,2417	0,4614	0,3024
	945	0,0666	0,0957	0,1098	0,3239	0,3357	0,2385	0,2078	0,4040	0,2606
	1260	0,0600	0,0861	0,0993	0,2935	0,3027	0,2138	0,1863	0,3665	0,2337
	1575	0,0554	0,0792	0,0917	0,2714	0,2788	0,1961	0,1710	0,3391	0,2144
	1890	0,0518	0,0739	0,0858	0,2544	0,2605	0,1826	0,1594	0,3179	0,1995
60	630	0,0741	0,1070	0,1193	0,3488	0,3693	0,2707	0,2385	0,4317	0,2954
	945	0,0640	0,0927	0,1043	0,3048	0,3215	0,2335	0,2044	0,3791	0,2552
	1260	0,0576	0,0834	0,0945	0,2763	0,2903	0,2096	0,1827	0,3445	0,2291
	1575	0,0531	0,0767	0,0874	0,2557	0,2678	0,1924	0,1674	0,3193	0,2104
	1890	0,0496	0,0716	0,0819	0,2397	0,2504	0,1792	0,1557	0,2998	0,1960
80	630	0,0725	0,1043	0,1144	0,3336	0,3560	0,2655	0,2371	0,4100	0,2892
	945	0,0626	0,0905	0,1002	0,2917	0,3105	0,2294	0,2029	0,3607	0,2503
	1260	0,0562	0,0815	0,0909	0,2645	0,2808	0,2061	0,1812	0,3283	0,2251
	1575	0,0517	0,0750	0,0842	0,2448	0,2592	0,1893	0,1658	0,3046	0,2069
	1890	0,0483	0,0700	0,0789	0,2296	0,2426	0,1764	0,1540	0,2862	0,1929

A distribuição da temperatura adimensional $\theta(X)$ ao longo de toda a interface substrato-fluido, é mostrada na Fig. 5.26 para a faixa investigada de Re no Teste 1-1-1 considerando $(k_s/k)=80$. Ela indica o aumento relativo da temperatura dos aquecedores ao longo do escoamento e também que a temperatura de cada aquecedor apresenta um máximo na sua extremidade a jusante. O efeito de Re , que aumenta com a vazão mássica, é sempre reduzir as temperaturas locais $\theta(X)$.

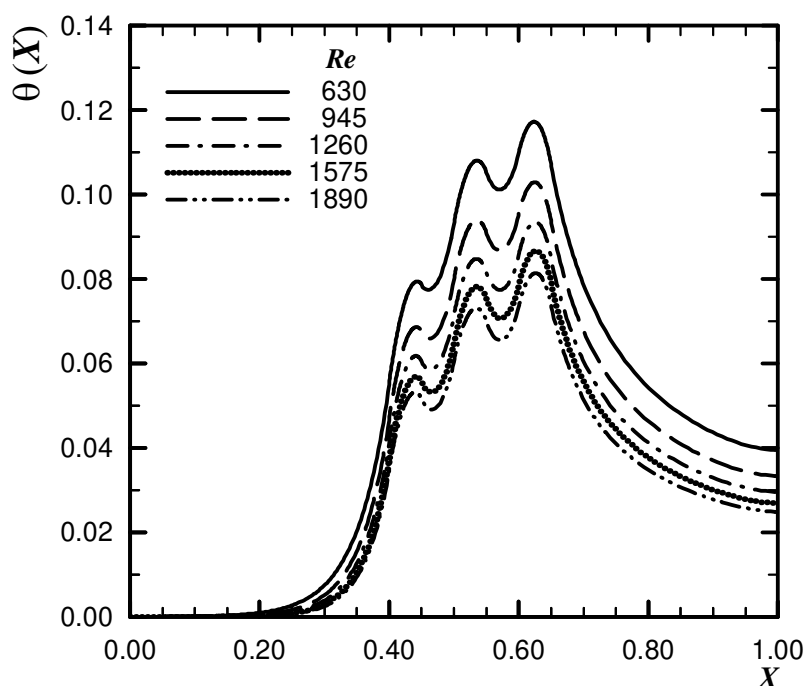


Figura 5.26. Distribuição de $\theta(X)$ na interface substrato-fluido para $(k_s/k)=80$ no Teste 1-1-1.

A distribuição da temperatura adimensional $\theta(X)$ ao longo de toda a interface substrato-fluido, é mostrada na Fig. 5.27 para a faixa investigada de (k_s/k) no Teste 1-1-1 considerando $Re=630$. Ela indica o aumento relativo da temperatura dos aquecedores ao longo do escoamento, um máximo da temperatura de cada aquecedor na sua extremidade a jusante e o aumento da propagação de calor por condução no substrato com (k_s/k) . O efeito do aumento de (k_s/k) é sempre reduzir as temperaturas locais $\theta(X)$.

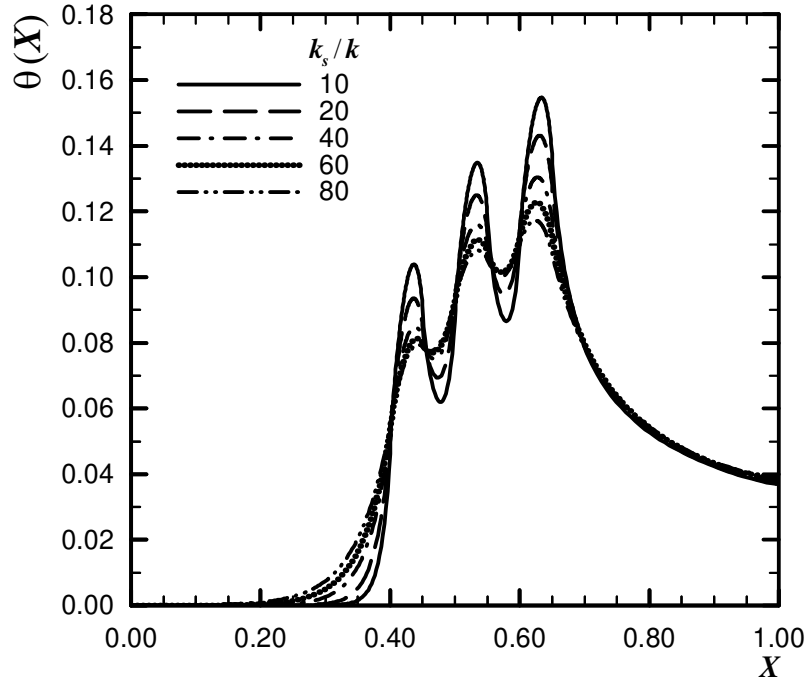


Figura 5.27. Distribuição de $\theta(X)$ na interface substrato-fluido para $Re = 630$ no Teste 1-1-1.

Os resultados numéricos de $\bar{\theta}_{h,n}$ apresentados na Tab. 5.37 foram obtidos das simulações numéricas nos testes com os três aquecedores ativos. Eles foram então comparados com as previsões da Eq. (5.8) através da utilização dos valores dos coeficientes de influência conjugados g^+ . Para todos os testes considerados, os resultados preditos apresentaram uma diferença de 0,05% com aqueles mostrados na Tab. 5.37. Esta pequena diferença pode ser atribuída a erros de truncamento numérico.

O princípio de superposição é ilustrado na Fig. 5.28 para o problema de resfriamento conjugado de três aquecedores ativos considerando o Teste 1-1-1 com $(k_s/k)=80$ e $Re = 630$. Devido à linearidade da equação da energia, os resultados das distribuições da temperatura $\theta(X)$ ao longo da interface substrato-fluido com um único aquecedor ativo de cada vez podem ser superpostos para obter a distribuição de $\theta(X)$ no caso em que os três aquecedores estão ativos.

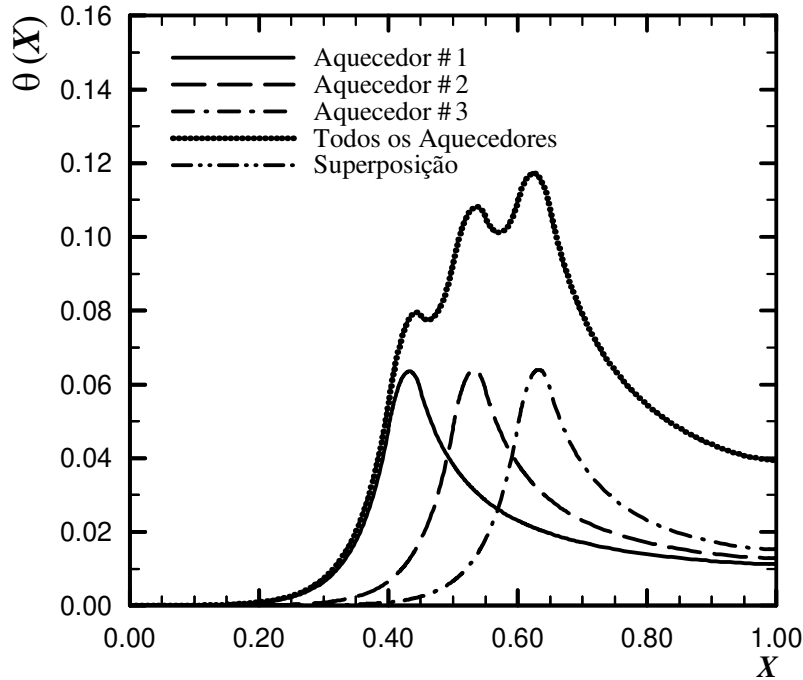


Figura 5.28. Aplicação do princípio de superposição na determinação de $\theta(X)$ no Teste 1-1-1 com $(k_s/k)=80$ e $Re=630$.

O princípio de superposição também é válido para determinação das temperaturas médias de cada aquecedor, pois estas temperaturas foram obtidas através de médias aritméticas da distribuição da temperatura $\theta(X)$. Os resultados obtidos para $\bar{\theta}_{h,n}$ com um único aquecedor ativo por vez podem ser superpostos para a obtenção de $\bar{\theta}_{h,n}$ nos casos em que os três aquecedores rentes estão ligados num substrato condutivo. Este fato é mostrado na Tab. 5.38 no Teste 1-1-1 $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$.

Tabela 5.38. Validade do princípio de superposição na determinação de $\bar{\theta}_h$ no Teste 1-1-1 com $(k_s/k)=80$ e $Re=630$.

<i>Aquecedor ativo</i>	<i>Teste 1-1-1</i>		
	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$
#1	0,0596	0,0330	0,0212
#2	0,0113	0,0599	0,0331
#3	0,0016	0,0114	0,0601
#1 #2 #3	0,0725	0,1043	0,1144

5.2.2 Caso D: Resfriamento Conjugado de Três Aquecedores Protuberantes

Os resultados obtidos para o Caso D, ilustrado na Fig. 3.5, serão apresentados nesta seção.

Nas simulações executadas com um único aquecedor ativo, os resultados da fração (q'_s/q') para cada aquecedor são mostrados para as faixas de $630 \leq Re \leq 1890$, $10 \leq (k_s/k) \leq 80$ e $0,05 \leq (H_h/H) \leq 0,35$, nas Tabs. 5.39, 5.40 e 5.41. A fração $(q'_{s,n}/q')$ aumenta com (k_s/k) , devido à menor resistência térmica condutiva do substrato, porém diminui com o aumento de Re e de (H_h/H) devido a uma maior transferência convectiva de calor.

Tabela 5.39. Fração $(q'_{s,1}/q')$ no Caso D.

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	0,2683	0,2296	0,2034	0,1849	0,1700	0,1572	0,1430
	945	0,2463	0,2092	0,1845	0,1677	0,1531	0,1400	0,1259
	1260	0,2304	0,1944	0,1712	0,1552	0,1405	0,1274	0,1133
	1575	0,2179	0,1828	0,1609	0,1453	0,1303	0,1170	0,1032
	1890	0,2075	0,1733	0,1525	0,1368	0,1217	0,1084	0,0951
20	630	0,3719	0,3285	0,2972	0,2734	0,2536	0,2363	0,2186
	945	0,3450	0,3019	0,2713	0,2489	0,2299	0,2125	0,1948
	1260	0,3252	0,2823	1,0000	0,2312	0,2123	0,1950	0,1774
	1575	0,3095	0,2667	0,2382	0,2173	0,1982	0,1812	0,1637
	1890	0,2963	0,2538	0,2263	0,2056	0,1866	0,3077	0,1528
40	630	0,4833	0,4403	0,4065	0,3797	0,3564	0,3354	0,3148
	945	0,4540	0,4095	0,3754	0,3490	0,3261	0,3051	0,2842
	1260	0,4319	0,3862	0,3521	0,3263	0,3035	0,2831	0,2624
	1575	0,4140	0,3673	0,3338	0,3084	0,2857	0,2657	0,2454
	1890	0,3989	0,3515	0,3185	0,2935	0,2710	0,2514	0,2317
60	630	0,5477	0,5070	0,4737	0,4463	0,4221	0,3998	0,3781
	945	0,5184	0,4753	0,4408	0,4132	0,3888	0,3666	0,3445
	1260	0,4960	0,4510	0,4159	0,3884	0,3643	0,3424	0,3206
	1575	0,4777	0,4310	0,3959	0,3687	0,3448	0,3233	0,3022
	1890	0,4621	0,4140	0,3792	0,3523	0,3286	0,3077	0,2871
80	630	0,5918	0,5533	0,5211	0,4940	0,4696	0,4470	0,4251
	945	0,5631	0,5219	0,4879	0,4600	0,4353	0,4125	0,3899
	1260	0,5411	0,4974	0,4623	0,4343	0,4095	0,3872	0,3650
	1575	0,5229	0,4771	0,4416	0,4137	0,3893	0,3673	0,3457
	1890	0,5073	0,4597	0,4242	0,3965	0,3722	0,3512	0,3302

Tabela 5.40. Fração $(q'_{s,2}/q')$ no Caso *D*.

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	0,7311	0,7736	0,8089	0,8413	0,8667	0,8960	0,8960
	945	0,7527	0,7946	0,8320	0,8644	0,8839	0,9064	0,9064
	1260	0,7683	0,8101	0,8496	0,8780	0,8925	0,9126	0,9126
	1575	0,7805	0,8226	0,8628	0,8857	0,8974	0,9166	0,9166
	1890	0,7905	0,8329	0,8726	0,8902	0,8427	0,9199	0,9184
20	630	0,6269	0,6747	0,7167	0,7554	0,7874	0,8265	0,8265
	945	0,6535	0,7025	0,7477	0,7876	0,8138	0,8439	0,8439
	1260	0,6731	0,7234	0,7714	0,8079	0,8279	0,8545	0,8545
	1575	0,6886	0,7401	0,7898	0,8203	0,8367	0,8615	0,8615
	1890	0,7015	0,7543	0,8038	0,8284	0,8427	0,8672	0,8657
40	630	0,5136	0,5604	0,6037	0,6448	0,6801	0,7261	0,7261
	945	0,5429	0,5929	0,6409	0,6840	0,7145	0,7513	0,7513
	1260	0,5650	0,6177	0,6694	0,7104	0,7347	0,7671	0,7671
	1575	0,5829	0,6381	0,6921	0,7279	0,7482	0,7782	0,7782
	1890	0,5979	0,6554	0,7101	0,7401	0,7579	0,7868	0,7855
60	630	0,4478	0,4913	0,5329	0,5726	0,6078	0,6551	0,6551
	945	0,4772	0,5246	0,5712	0,6138	0,6452	0,6841	0,6841
	1260	0,4996	0,5504	0,6012	0,6425	0,6680	0,7025	0,7025
	1575	0,5179	0,5718	0,6254	0,6623	0,6839	0,7157	0,7157
	1890	0,5335	0,5902	0,6448	0,6764	0,6955	0,7259	0,7247
80	630	0,4030	0,4433	0,4826	0,5207	0,5547	0,6020	0,6020
	945	0,4316	0,4762	0,5207	0,5620	0,5930	0,6325	0,6325
	1260	0,4537	0,5019	0,5508	0,5913	0,6171	0,6524	0,6524
	1575	0,4719	0,5235	0,5753	0,6120	0,6340	0,6665	0,6665
	1890	0,4874	0,5421	0,5954	0,6271	0,6466	0,6777	0,6765

Tabela 5.41. Fração $(q'_{s,3}/q')$ no Caso *D*.

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	0,7317	0,7739	0,8101	0,8434	0,8699	0,8849	0,8951
	945	0,7527	0,7944	0,8326	0,8659	0,8856	0,8945	0,9029
	1260	0,7679	0,8095	0,8495	0,8791	0,8924	0,8994	0,9074
	1575	0,7799	0,8217	0,8625	0,8863	0,8960	0,9026	0,9106
	1890	0,7898	0,8318	0,8722	0,8901	0,8983	0,9049	0,9107
20	630	0,6287	0,6772	0,7207	0,7615	0,7950	0,8154	0,8296
	945	0,6544	0,7041	0,7509	0,7926	0,8190	0,8321	0,8429
	1260	0,6734	0,7243	0,7738	0,8120	0,8309	0,8409	0,8510
	1575	0,6885	0,7406	0,7916	0,8236	0,8377	0,8467	0,8567
	1890	0,7011	0,7543	0,8054	0,8307	0,8422	0,8509	0,8594
40	630	0,5184	0,5671	0,6132	0,6573	0,6949	0,7200	0,7378
	945	0,5466	0,5987	0,6495	0,6957	0,7272	0,7448	0,7584
	1260	0,5680	0,6227	0,6772	0,7211	0,7452	0,7589	0,7711
	1575	0,5852	0,6424	0,6993	0,7377	0,7564	0,7682	0,7800
	1890	0,5997	0,6592	0,7169	0,7487	0,7641	0,7751	0,7858
60	630	0,4538	0,5000	0,5450	0,5885	0,6265	0,6531	0,6726
	945	0,4822	0,5326	0,5829	0,6293	0,6625	0,6822	0,6975
	1260	0,5039	0,5578	0,6123	0,6573	0,6837	0,6994	0,7111
	1575	0,5217	0,5787	0,6361	0,6764	0,6975	0,7111	0,7238
	1890	0,5367	0,5965	0,6553	0,6896	0,7072	0,7197	0,7312
80	630	0,4095	0,4531	0,4962	0,5383	0,5756	0,6026	0,6228
	945	0,4374	0,4856	0,5343	0,5798	0,6132	0,6340	0,6502
	1260	0,4589	0,5109	0,5641	0,6089	0,6362	0,6532	0,6675
	1575	0,4766	0,5321	0,5885	0,6292	0,6515	0,6664	0,6798
	1890	0,4917	0,5504	0,6084	0,6437	0,6626	0,6762	0,6887

Os resultados obtidos para a fração (q'_u/q') para cada aquecedor são mostrados para as mesmas faixas de $630 \leq Re \leq 1890$, $10 \leq (k_s/k) \leq 80$ e $0,05 \leq (H_h/H) \leq 0,35$, nas Tabs. 5.42, 5.43 e 5.44. A fração $(q'_{u,n}/q')$ apresenta uma tendência similar a $(q'_{s,n}/q')$ com relação aos efeitos de (k_s/k) , de Re e de (H_h/H) .

Tabela 5.42. Fração $(q'_{u,1}/q')$ no Caso *D*.

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	0,1883	0,1655	0,1471	0,1312	0,1173	0,1053	0,0953
	945	0,1740	0,1516	0,1329	0,1168	0,1032	0,0916	0,0819
	1260	0,1634	0,1410	0,1222	0,1061	0,0927	0,0815	0,0719
	1575	0,1549	0,1324	0,1134	0,0975	0,0843	0,0731	0,0636
	1890	0,1478	0,1251	0,1061	0,0903	0,0772	0,0662	0,0571
20	630	0,2529	0,2286	0,2074	0,1882	0,1709	0,1556	0,1427
	945	0,2364	0,2118	0,1896	0,1697	0,1524	0,1376	0,1250
	1260	0,2240	0,1986	0,1758	0,1557	0,1388	0,1243	0,1119
	1575	0,2139	0,1878	0,1645	0,1445	0,1278	0,1135	0,1012
	1890	0,2053	0,1786	0,1550	0,1351	0,1186	0,1045	0,0927
40	630	0,3169	0,2937	0,2720	0,2510	0,2316	0,2140	0,1987
	945	0,3001	0,2757	0,2521	0,2298	0,2100	0,1925	0,1775
	1260	0,2870	0,2614	0,2363	0,2134	0,1938	0,1766	0,1619
	1575	0,2763	0,2492	0,2233	0,2002	0,1808	0,1639	0,1493
	1890	0,2670	0,2387	0,2121	0,1891	0,1698	0,1532	0,1391
60	630	0,3521	0,3304	0,3091	0,2880	0,2682	0,2498	0,2336
	945	0,3359	0,3126	0,2891	0,2663	0,2457	0,2273	0,2113
	1260	0,3231	0,2982	0,2729	0,2492	0,2285	0,2104	0,1946
	1575	0,3125	0,2859	0,2594	0,2353	0,2147	0,1968	0,1812
	1890	0,3032	0,2751	0,2477	0,2235	0,2031	0,1855	0,1704
80	630	0,3757	0,3551	0,3345	0,3137	0,2938	0,2752	0,2586
	945	0,3601	0,3378	0,3147	0,2919	0,2710	0,2523	0,2358
	1260	0,3478	0,3236	0,2986	0,2747	0,2537	0,2350	0,2187
	1575	0,3374	0,3114	0,2850	0,2605	0,2395	0,2211	0,2050
	1890	0,3282	0,3006	0,2731	0,2485	0,2277	0,2094	0,1937

Tabela 5.43. Fração $(q'_{u,2}/q')$ no Caso *D*.

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	0,1874	0,1594	0,1307	0,1004	0,0759	0,0613	0,0529
	945	0,1733	0,1444	0,1116	0,0800	0,0617	0,0526	0,0468
	1260	0,1628	0,1328	0,0966	0,0682	0,0558	0,0489	0,0438
	1575	0,1545	0,1231	0,0849	0,0622	0,0530	0,0469	0,0421
	1890	0,1476	0,1147	0,0762	0,0591	0,0516	0,0457	0,0410
20	630	0,2524	0,2215	0,1881	0,1528	0,1233	0,1045	0,0931
	945	0,2356	0,2024	0,1636	0,1261	0,1028	0,0902	0,0822
	1260	0,2230	0,1875	0,1444	0,1096	0,0928	0,0832	0,0764
	1575	0,2128	0,1750	0,1291	0,1001	0,0874	0,0791	0,0728
	1890	0,2043	0,1641	0,1175	0,0946	0,0841	0,0765	0,0703
40	630	0,3191	0,2894	0,2555	0,2194	0,1884	0,1672	0,1535
	945	0,3011	0,2678	0,2277	0,1884	0,1624	0,1473	0,1373
	1260	0,2873	0,2506	0,2055	0,1680	0,1482	0,1364	0,1279
	1575	0,2760	0,2360	0,1875	0,1551	0,1397	0,1295	0,1217
	1890	0,2664	0,2233	0,1734	0,1468	0,1341	0,1247	0,1172
60	630	0,3570	0,3298	0,2976	0,2631	0,2330	0,2116	0,1973
	945	0,3390	0,3078	0,2693	0,2312	0,2051	0,1893	0,1786
	1260	0,3252	0,2901	0,2465	0,2095	0,1891	0,1765	0,1672
	1575	0,3137	0,2750	0,2278	0,1952	0,1790	0,1679	0,1594
	1890	0,3039	0,2617	0,2128	0,1856	0,1720	0,1619	0,1537
80	630	0,3824	0,3576	0,3274	0,2948	0,2660	0,2450	0,2308
	945	0,3650	0,3359	0,2995	0,2632	0,2377	0,2218	0,2108
	1260	0,3514	0,3183	0,2768	0,2412	0,2209	0,2079	0,1984
	1575	0,3401	0,3032	0,2581	0,2263	0,2099	0,1985	0,1895
	1890	0,3303	0,2899	0,2429	0,2160	0,2021	0,1916	0,1831

Tabela 5.44. Fração $(q'_{u,3}/q')$ no Caso D.

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	0,1875	0,1588	0,1302	0,1002	0,0757	0,0610	0,0526
	945	0,1734	0,1440	0,1117	0,0803	0,0618	0,0525	0,0466
	1260	0,1631	0,1326	0,0973	0,0686	0,0558	0,0488	0,0436
	1575	0,1549	0,1232	0,0859	0,0624	0,0530	0,0468	0,0419
	1890	0,1481	0,1151	0,0772	0,0591	0,0515	0,0457	0,0409
20	630	0,2529	0,2214	0,1881	0,1532	0,1237	0,1046	0,0929
	945	0,2360	0,2023	0,1642	0,1270	0,1032	0,0903	0,0819
	1260	0,2235	0,1876	0,1456	0,1105	0,0931	0,0832	0,0760
	1575	0,2134	0,1754	0,1307	0,1006	0,0875	0,0790	0,0723
	1890	0,2049	0,1648	0,1190	0,0948	0,0841	0,0762	0,0698
40	630	0,3216	0,2914	0,2577	0,2221	0,1911	0,1695	0,1553
	945	0,3031	0,2694	0,2300	0,1911	0,1647	0,1490	0,1383
	1260	0,2890	0,2522	0,2082	0,1704	0,1499	0,1375	0,1283
	1575	0,2776	0,2377	0,1904	0,1570	0,1410	0,1301	0,1215
	1890	0,2679	0,2251	0,1761	0,1483	0,1349	0,1248	0,1167
60	630	0,3610	0,3338	0,3021	0,2682	0,2383	0,2166	0,2018
	945	0,3424	0,3111	0,2735	0,2359	0,2096	0,1933	0,1818
	1260	0,3280	0,2931	0,2507	0,2137	0,1927	0,1795	0,1693
	1575	0,3163	0,2779	0,2320	0,1987	0,1819	0,1701	0,1605
	1890	0,3062	0,2646	0,2168	0,1885	0,1742	0,1632	0,1542
80	630	0,3879	0,3635	0,3339	0,3022	0,2738	0,2528	0,2381
	945	0,3695	0,3408	0,3054	0,2699	0,2445	0,2282	0,2165
	1260	0,3553	0,3227	0,2826	0,2472	0,2266	0,2131	0,2026
	1575	0,3436	0,3074	0,2637	0,2315	0,2147	0,2026	0,1926
	1890	0,3335	0,2939	0,2481	0,2204	0,2061	0,1947	0,1849

Os resultados obtidos a partir da Eq. (3.29) para os coeficientes de influência conjugados, g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ , associados ao auto-aquecimento, são mostrados respectivamente nas Tabs. 5.45, 5.46 e 5.47 em função de (H_h/H) , de (k_s/k) e de Re . Estes coeficientes conjugados dependem de Re , da condutividade térmica do substrato, da posição dos aquecedores protuberantes no canal e da sua altura relativa ao canal. O aumento com Re ocorre principalmente devido ao aumento da vazão mássica no canal. Para cada valor de Re , de (k_s/k) e (H_h/H) , nota-se que $g_{33}^+ > g_{22}^+ > g_{11}^+$ devido ao aumento da temperatura $\bar{\theta}_{h,n}$ dos aquecedores a jusante. Em cada aquecedor, os

coeficientes de influência conjugados g_{mn}^+ diminuem com o aumento de (k_s/k) e com (H_h/H) , respectivamente devido a uma maior propagação de calor por condução no substrato e um aumento da área de troca de calor por convecção.

Tabela 5.45. Coeficiente conjugado g_{11}^+ no Caso D.

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	17,9260	16,9053	16,0343	15,2040	14,4180	13,6766	13,0435
	945	23,1863	21,7387	20,5243	19,3963	18,4044	17,5185	16,7498
	1260	27,6771	25,8267	24,3057	22,9675	21,8677	20,9120	20,0709
	1575	31,6499	29,4128	27,6324	26,1617	25,0220	24,0346	23,1361
	1890	35,2354	32,6361	30,6478	29,1068	27,9567	26,9495	25,9966
20	630	16,3212	15,5595	14,8740	14,1941	13,5333	12,8975	12,3406
	945	21,2821	20,1728	19,1862	18,2340	17,3739	16,5970	15,9139
	1260	25,5572	24,1005	22,8361	21,6826	20,7145	19,8678	19,1158
	1575	29,3594	27,5639	26,0544	24,7693	23,7582	22,8729	22,0712
	1890	32,8091	30,6884	28,9754	27,6133	26,5839	25,6820	24,8334
40	630	14,3753	13,8355	13,3430	12,8201	12,2994	11,7881	11,3282
	945	18,9195	18,1161	17,3726	16,6187	15,9190	15,2742	14,7011
	1260	22,8752	21,8016	20,8186	19,8824	19,0782	18,3568	17,7184
	1575	26,4250	25,0738	23,8715	22,8098	21,9545	21,1927	20,5063
	1890	29,6658	28,0389	26,6514	25,5076	24,6295	23,8446	23,1158
60	630	13,1540	12,7173	12,3168	11,8841	11,4429	11,0061	10,6064
	945	17,4019	16,7471	16,1348	15,4970	14,8947	14,3296	13,8241
	1260	21,1254	20,2424	19,4185	18,6137	17,9076	17,2724	16,7020
	1575	24,4843	23,3639	22,3420	21,4154	20,6532	19,9784	19,3547
	1890	27,5643	26,2036	25,0087	23,9998	23,2104	22,5088	21,8474
80	630	12,2743	11,8981	11,5560	11,1802	10,7943	10,4050	10,0463
	945	16,2936	15,7292	15,2002	14,6381	14,1007	13,5938	13,1376
	1260	19,8335	19,0688	18,3504	17,6339	17,0001	16,4204	15,8979
	1575	23,0387	22,0651	21,1649	20,3301	19,6366	19,0182	18,4485
	1890	25,9877	24,7989	23,7346	22,8203	22,1003	21,4420	20,8320

Tabela 5.46. Coeficiente conjugado g_{22}^+ no Caso D .

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	18,2262	17,5117	16,9316	16,2218	15,3320	14,4323	13,6596
	945	23,7396	22,8282	22,0398	20,9197	19,6443	18,5211	17,6088
	1260	28,4922	27,4307	26,4115	24,8599	23,3719	22,1391	21,1304
	1575	32,7340	31,5524	30,2426	28,3492	26,7609	25,4672	24,3829
	1890	36,5981	35,3130	33,6789	31,5549	29,9287	28,5987	27,4792
20	630	16,5361	16,0357	15,6039	15,0254	14,2952	13,5404	12,8789
	945	21,7242	21,0830	20,4731	19,5510	18,4861	17,5111	16,7118
	1260	26,2358	25,4885	24,6738	23,3872	22,1145	21,0274	20,1316
	1575	30,2876	29,4497	28,3901	26,7950	25,4180	24,2639	23,2885
	1890	33,9964	33,0808	31,7374	29,9307	28,4996	27,3074	26,2991
40	630	14,4650	14,1205	13,8133	13,3814	12,8275	12,2355	11,7063
	945	19,1873	18,7494	18,3101	17,6000	16,7712	15,9837	15,3254
	1260	23,3401	22,8314	22,2273	21,2307	20,2127	19,3185	18,5623
	1575	27,1009	26,5334	25,7309	24,4816	23,3604	22,3917	21,5617
	1890	30,5660	29,9453	28,9200	27,4810	26,2981	25,2856	24,4153
60	630	13,1748	12,8840	12,6337	12,2722	11,8148	11,3167	10,8609
	945	17,5634	17,1979	16,8345	16,2433	15,5477	14,8736	14,3013
	1260	21,4501	21,0281	20,5277	19,6937	18,8236	18,0482	17,3813
	1575	24,9884	24,5199	23,8531	22,8008	21,8318	20,9732	20,2369
	1890	28,2637	27,7532	26,8938	25,6717	24,6440	23,7423	22,9577
80	630	12,2579	11,9940	11,7746	11,4583	11,0575	10,6225	10,2202
	945	16,3910	16,0613	15,7415	15,2261	14,6155	14,0204	13,5044
	1260	20,0681	19,6878	19,2481	18,5172	17,7514	17,0553	16,4552
	1575	23,4281	23,0072	22,4183	21,4953	20,6319	19,8613	19,1825
	1890	26,5474	26,0899	25,3340	24,2552	23,3278	22,5107	21,7881

Tabela 5.47. Coeficiente conjugado g_{33}^+ no Caso *D*.

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	18,3051	17,5451	16,9512	16,2582	15,3990	14,4717	13,6301
	945	23,8945	22,9104	22,1013	21,0056	19,7267	18,5207	17,5058
	1260	28,7205	27,5540	26,5059	24,9784	23,4103	22,0484	20,9041
	1575	33,0330	31,7134	30,3779	28,4642	26,7334	25,2574	23,9963
	1890	36,9648	35,5052	33,8449	31,6383	29,8093	28,2422	26,9234
20	630	16,6418	16,1197	15,6922	15,1510	14,4553	13,6705	12,9435
	945	21,8966	21,2179	20,6172	19,7411	18,6710	17,6186	16,7103
	1260	26,4725	25,6668	24,8654	23,6132	22,2712	21,0544	20,0173
	1575	30,5848	29,6672	28,6222	27,0281	25,5125	24,1783	23,0260
	1890	34,3532	33,3300	32,0090	30,1371	28,5114	27,0825	25,8806
40	630	14,6438	14,3065	14,0303	13,6455	13,1290	12,5209	11,9355
	945	19,4375	19,0086	18,6142	17,9702	17,1486	16,3007	15,5389
	1260	23,6549	23,1507	22,6076	21,6707	20,6089	19,5980	18,7040
	1575	27,4756	26,9049	26,1782	24,9589	23,7297	22,5904	21,5853
	1890	30,9974	30,3632	29,4205	27,9615	26,6149	25,3784	24,3204
60	630	13,3811	13,1197	12,9130	12,6097	12,1922	11,6885	11,1932
	945	17,8492	17,5239	17,2279	16,7145	16,0401	15,3238	14,6682
	1260	21,8059	21,4309	21,0200	20,2630	19,3777	18,5081	17,7198
	1575	25,4084	24,9903	24,4316	23,4362	22,3975	21,4040	20,4984
	1890	28,7423	28,2831	27,5482	26,3443	25,1903	24,0954	23,1271
80	630	12,4777	12,2562	12,0876	11,8338	11,4789	11,0469	10,6139
	945	16,6968	16,4270	16,1878	15,7561	15,1799	14,5579	13,9766
	1260	20,4499	20,1447	19,8119	19,1718	18,4090	17,6434	16,9342
	1575	23,8792	23,5444	23,0891	22,2420	21,3386	20,4545	19,6321
	1890	27,0616	26,6996	26,0962	25,0653	24,0530	23,0701	22,1663

Em todas as simulações efetuadas no Caso *D*, apesar da condução axial no meio fluido ter se tornado desprezível, foi observada uma influência térmica na região a montante de cada aquecedor ativo. Isto ocorreu devido à condução no substrato na região a montante do aquecedor ativo e também devido às recirculações presentes no escoamento. Este fato é ilustrado para aquecedores protuberantes com $(H_h/H) = 0,15$ e $0,30$ respectivamente nas Figs. 5.29 e 5.30, que englobam a região $X \geq 0,25$ e apresentam mapas das isotérmicas considerando $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$.

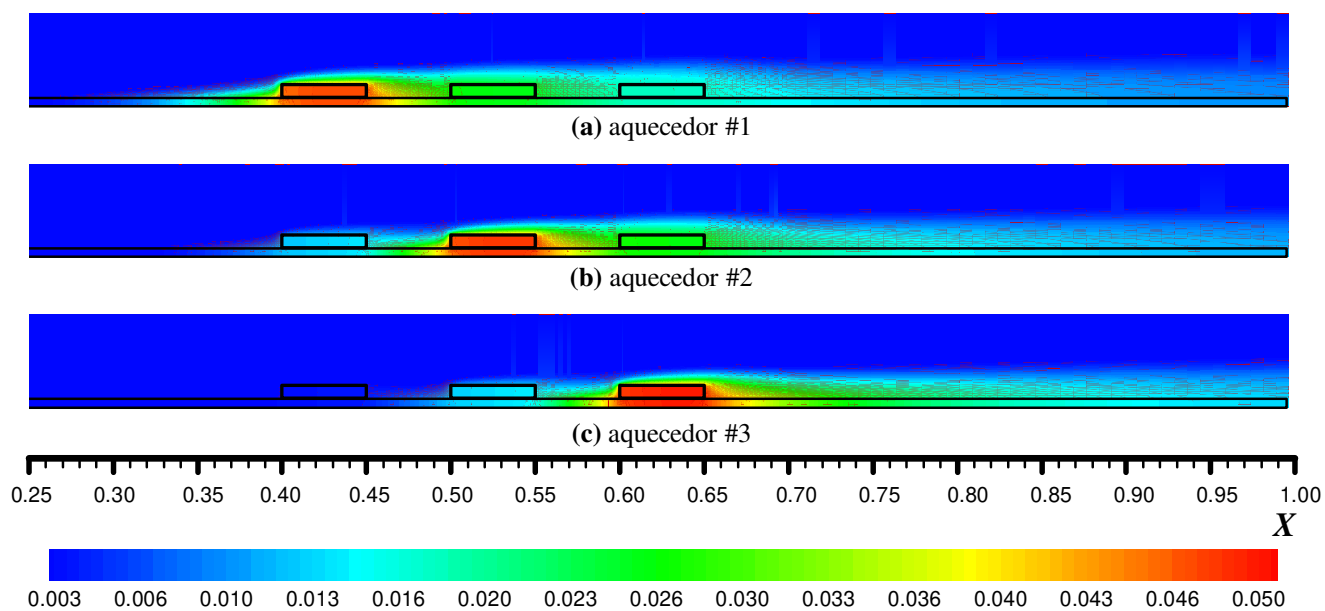


Figura 5.29. Mapa de isotérmicas para $(H_h/H) = 0,15$, $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$ com um único aquecedor ativo no Caso D.

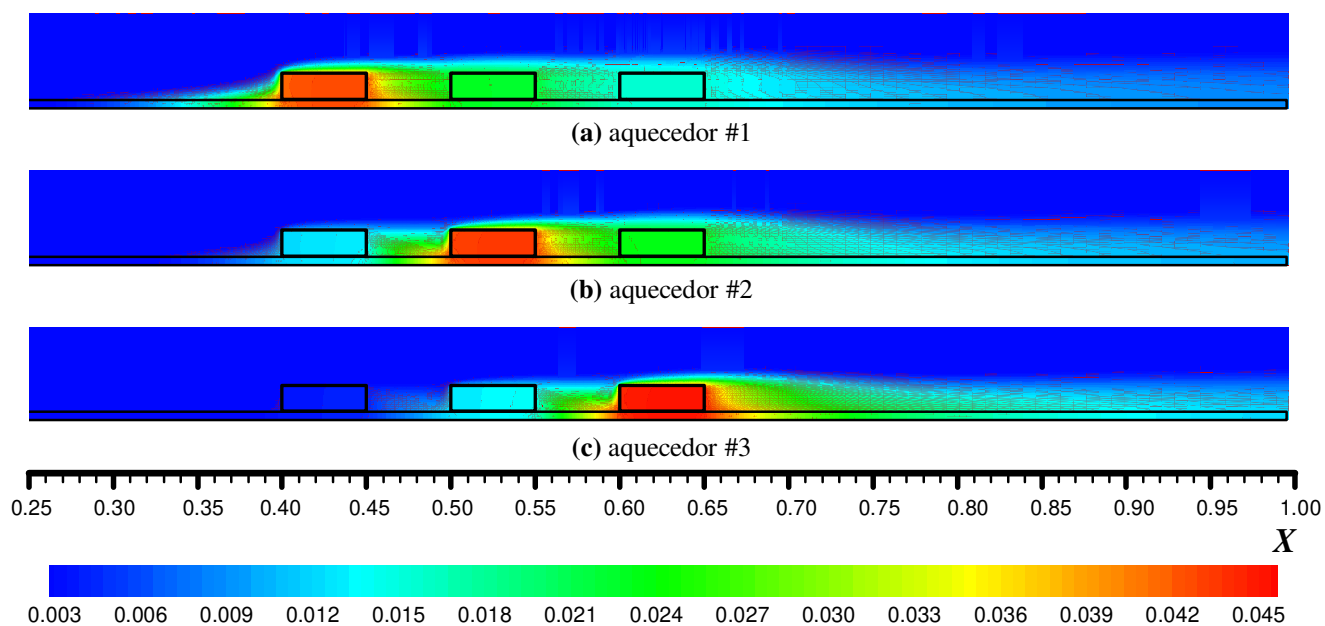


Figura 5.30. Mapa de isotérmicas para $(H_h/H) = 0,30$, $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$ com um único aquecedor ativo no Caso D.

A influência térmica proveniente do aquecedor protuberante #2 quando somente ele está ativo no canal é mostrada na Fig. 5.31 para as alturas relativas (H_h/H) testadas na região $X \geq 0,25$, $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$. A região de influência térmica nestes casos aumenta com a altura do aquecedor protuberante enquanto que a temperatura do aquecedor diminui.

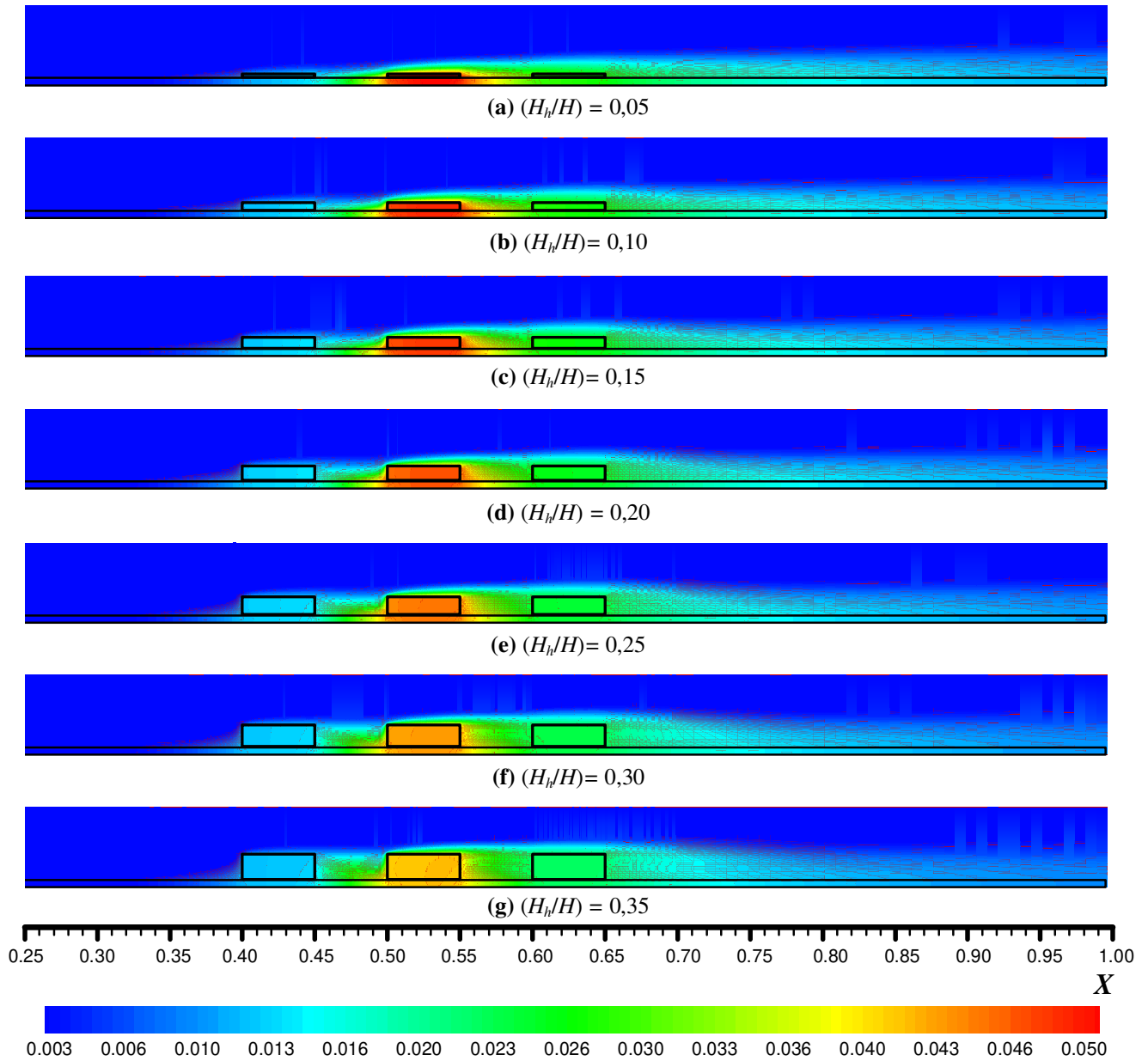


Figura 5.31. Mapa de isotérmicas para $Re = 630$ e $(k_s/k) = 80$ considerando somente o aquecedor #2 ativo no Caso D.

O efeito da condutividade térmica do substrato na propagação da influência térmica do aquecedor #2 quando somente ele está ativo é mostrado nas Figs. 5.32 e 5.33 respectivamente para $(H_h/H) = 0,15$ e $0,30$ em função de (k_s/k) através de um mapa das isotérmicas que engloba a região $X \geq 0,25$ considerando $Re = 630$. A temperatura média do aquecedor diminui com o aumento de (k_s/k) devido à maior propagação de calor por condução no substrato.

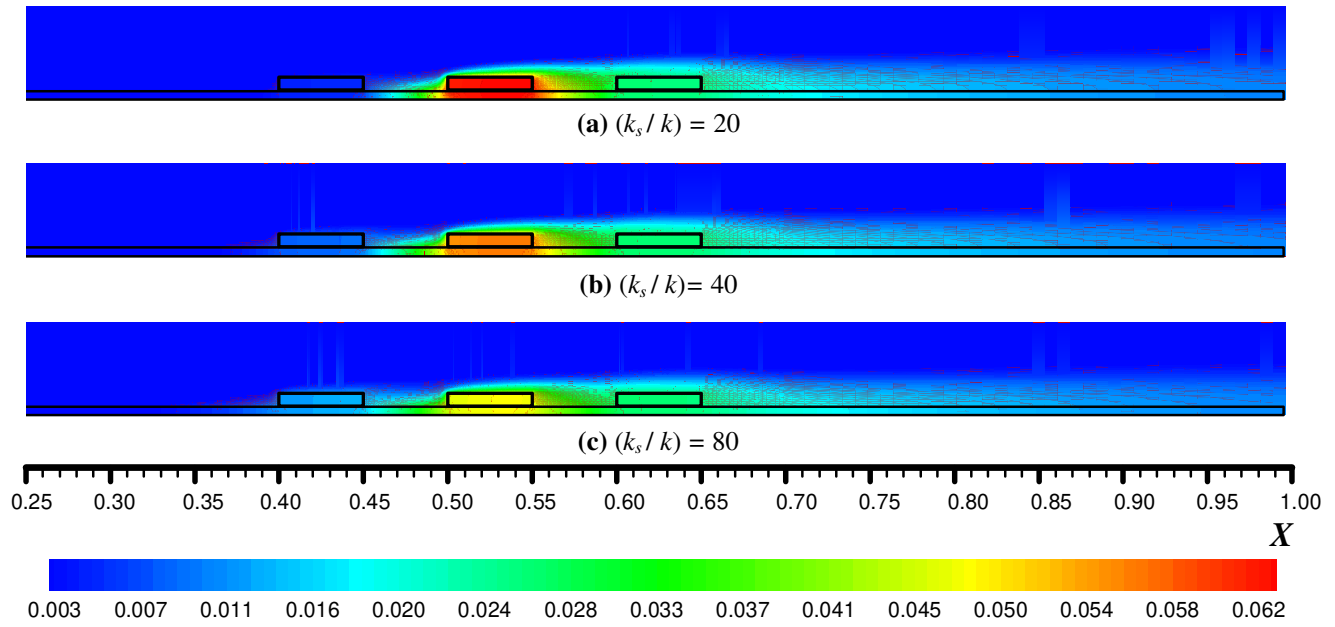


Figura 5.32. Mapa de isotérmicas para $(H_h/H)=0,15$ e $Re=630$ considerando somente o aquecedor #2 ativo no Caso D.

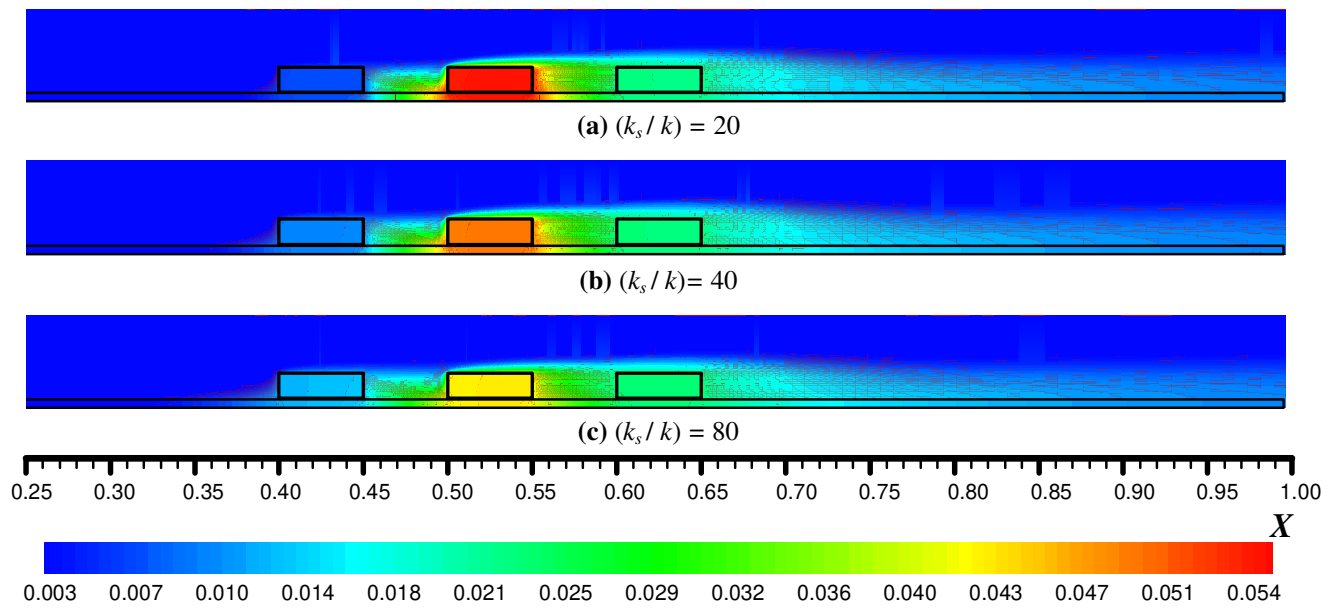


Figura 5.33. Mapa de isotérmicas para $(H_h/H)=0,30$ e $Re=630$ considerando somente o aquecedor #2 ativo no Caso D.

Os coeficientes de influência conjugados g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ , calculados pela Eq. (3.29), são apresentados, respectivamente nas Tabs. 5.48, 5.49 e 5.50. As influências da condutividade térmica do substrato e das recirculações geradas no escoamento refletiram nos resultados destes coeficientes conjugados.

Tabela 5.48. Coeficiente conjugado g_{12}^+ no Caso D.

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	0,2759	0,3774	0,5458	0,7829	1,0287	1,1965	1,2752
	945	0,2581	0,4081	0,6901	1,0788	1,3858	1,5294	1,5738
	1260	0,2430	0,4433	0,8565	1,3658	1,6649	1,7789	1,8040
	1575	0,2312	0,4851	1,0409	1,6158	1,8853	1,9802	1,9943
	1890	0,2218	0,5341	1,2341	1,8248	2,0660	2,1511	2,1613
20	630	0,8647	1,0180	1,2183	1,4340	1,6105	1,7024	1,7213
	945	0,8872	1,1332	1,4735	1,8162	2,0299	2,0939	2,0792
	1260	0,8906	1,2342	1,7214	2,1561	2,3566	2,3935	2,3603
	1575	0,8876	1,3325	1,9663	2,4463	2,6201	2,6406	2,5965
	1890	0,8823	1,4328	2,2046	2,6911	2,8407	2,8542	2,8072
40	630	1,8568	2,0172	2,1820	2,3163	2,3888	2,3865	2,3344
	945	2,0500	2,3270	2,6222	2,8393	2,9211	2,8858	2,7994
	1260	2,1696	2,5729	2,9988	3,2724	3,3353	3,2762	3,1704
	1575	2,2511	2,7871	3,3379	3,6358	3,6767	3,6041	3,4880
	1890	2,3104	2,9835	3,6480	3,9448	3,9686	3,8917	3,7728
60	630	2,5241	2,6692	2,7942	2,8700	2,8817	2,8283	2,7376
	945	2,8865	3,1458	3,3790	3,5076	3,5107	3,4192	3,2926
	1260	3,1350	3,5204	3,8619	4,0239	4,0027	3,8874	3,7393
	1575	3,3196	3,8381	4,2815	4,4541	4,4126	4,2823	4,1235
	1890	3,4635	4,1206	4,6547	4,8211	4,7665	4,6335	4,4697
80	630	2,9784	3,1083	3,2037	3,2413	3,2148	3,1317	3,0193
	945	3,4811	3,7176	3,9017	3,9716	3,9250	3,8001	3,6480
	1260	3,8430	4,1980	4,4710	4,5570	4,4828	4,3320	4,1588
	1575	4,1224	4,6036	4,9586	5,0459	4,9507	4,7853	4,5967
	1890	4,3472	4,9599	5,3882	5,4647	5,3565	5,1876	4,9943

Tabela 5.49. Coeficiente conjugado g_{13}^+ no Caso D .

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	0,0041	0,0098	0,0198	0,0412	0,0743	0,1063	0,1268
	945	0,0028	0,0095	0,0246	0,0604	0,1044	0,1353	0,1494
	1260	0,0024	0,0100	0,0313	0,0809	0,1268	0,1526	0,1630
	1575	0,0023	0,0107	0,0396	0,0989	0,1410	0,1638	0,1724
	1890	0,0022	0,0116	0,0492	0,1134	0,1521	0,1710	0,1798
20	630	0,0432	0,0662	0,0991	0,1440	0,1916	0,2258	0,2414
	945	0,0349	0,0635	0,1117	0,1783	0,2356	0,2640	0,2714
	1260	0,0293	0,0630	0,1268	0,2101	0,2649	0,2866	0,2895
	1575	0,0254	0,0644	0,1433	0,2358	0,2844	0,3012	0,3020
	1890	0,0225	0,0662	0,1610	0,2552	0,2976	0,3125	0,3132
40	630	0,2235	0,2852	0,3502	0,4146	0,4638	0,4859	0,4839
	945	0,2052	0,2884	0,3859	0,4774	0,5324	0,5442	0,5318
	1260	0,1887	0,2911	0,4179	0,5276	0,5764	0,5800	0,5618
	1575	0,1748	0,2950	0,4485	0,5651	0,6052	0,6031	0,5833
	1890	0,1630	0,3002	0,4770	0,5922	0,6249	0,6211	0,6020
60	630	0,4514	0,5429	0,6235	0,6893	0,7285	0,7339	0,7149
	945	0,4422	0,5690	0,6914	0,7853	0,8263	0,8190	0,7867
	1260	0,4266	0,5860	0,7456	0,8558	0,8884	0,8720	0,8335
	1575	0,4100	0,5997	0,7914	0,9074	0,9301	0,9085	0,8668
	1890	0,3941	0,6124	0,8317	0,9444	0,9600	0,9367	0,8970
80	630	0,6737	0,7870	0,8750	0,9370	0,9646	0,9556	0,9219
	945	0,6871	0,8462	0,9807	1,0691	1,0952	1,0707	1,0220
	1260	0,6827	0,8845	1,0604	1,1632	1,1790	1,1442	1,0884
	1575	0,6717	0,9138	1,1248	1,2314	1,2378	1,1972	1,1376
	1890	0,6582	0,9382	1,1784	1,2812	1,2805	1,2392	1,1794

Tabela 5.50. Coeficiente conjugado g_{23}^+ no Caso D.

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	0,2853	0,3962	0,5778	0,8349	1,1023	1,2767	1,3493
	945	0,2711	0,4339	0,7352	1,1541	1,4859	1,6302	1,6642
	1260	0,2581	0,4744	0,9115	1,4625	1,7844	1,8926	1,9033
	1575	0,2474	0,5200	1,1048	1,7329	2,0200	2,1034	2,0996
	1890	0,2390	0,5719	1,3077	1,9610	2,2132	2,2817	2,2763
20	630	0,8881	1,0605	1,2845	1,5265	1,7210	1,8116	1,8172
	945	0,9230	1,1972	1,5720	1,9491	2,1770	2,2305	2,1961
	1260	0,9352	1,3152	1,8460	2,3209	2,5290	2,5466	2,4883
	1575	0,9390	1,4280	2,1132	2,6387	2,8112	2,8046	2,7307
	1890	0,9394	1,5404	2,3724	2,9063	3,0466	3,0260	2,9516
40	630	1,8977	2,0888	2,2894	2,4552	2,5426	2,5336	2,4618
	945	2,1172	2,4431	2,7909	3,0455	3,1317	3,0756	2,9599
	1260	2,2584	2,7275	3,2202	3,5306	3,5857	3,4918	3,3482
	1575	2,3586	2,9763	3,6048	3,9357	3,9550	3,8353	3,6736
	1890	2,4345	3,2040	3,9539	4,2779	4,2680	4,1343	3,9710
60	630	2,5722	2,7537	2,9199	3,0303	3,0563	2,9949	2,8847
	945	2,9693	3,2880	3,5831	3,7521	3,7573	3,6427	3,4846
	1260	3,2482	3,7159	4,1366	4,3350	4,3016	4,1471	3,9562
	1575	3,4603	4,0833	4,6179	4,8198	4,7497	4,5674	4,3525
	1890	3,6295	4,4118	5,0455	5,2315	5,1330	4,9335	4,7140
80	630	3,0300	3,1986	3,3377	3,4111	3,4005	3,3106	3,1787
	945	3,5725	3,8737	4,1249	4,2365	4,1932	4,0459	3,8634
	1260	3,9705	4,4168	4,7763	4,9007	4,8143	4,6240	4,4054
	1575	4,2833	4,8823	5,3383	5,4542	5,3304	5,1104	4,8642
	1890	4,5391	5,2954	5,8332	5,9276	5,7747	5,5357	5,2775

Os resultados para os coeficientes de influência conjugados g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ , definidos a partir da Eq. (3.29), são mostrados respectivamente nas Tabs. 5.51, 5.52 e 5.53. Estes coeficientes aumentam com Re porque a vazão mássica aumenta no canal, com (k_s/k) devido à maior condução no substrato e diminuem com a altura da protuberância porque a área de troca convectiva de calor aumenta. Os valores de g_{21}^+ e g_{32}^+ são maiores do que g_{31}^+ porque eles representam a influência térmica de um aquecedor protuberante mais próximo a montante.

Tabela 5.51. Coeficiente conjugado g_{21}^+ no Caso D .

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	6,7324	6,4833	6,1764	5,8450	5,5553	5,3249	5,1251
	945	8,5574	8,1801	7,7254	7,2914	6,9472	6,6544	6,4189
	1260	10,1084	9,5963	9,0143	8,5255	8,1373	7,7796	7,4781
	1575	11,4798	10,8279	10,1452	9,6234	9,1916	8,7682	8,3842
	1890	12,7189	11,9278	11,1726	10,6218	10,1392	9,6515	9,1883
20	630	6,8511	6,6007	6,2980	5,9655	5,6633	5,4134	5,1920
	945	8,7117	8,3344	7,8809	7,4300	7,0595	6,7493	6,4931
	1260	10,2908	9,7767	9,1869	8,6646	8,2480	7,8783	7,5636
	1575	11,6838	11,0284	10,3231	9,7571	9,3001	8,8680	8,4784
	1890	12,9413	12,1439	11,3482	10,7491	10,2460	9,7524	9,2911
40	630	6,9270	6,6820	6,4040	6,0857	5,7839	5,5211	5,2803
	945	8,8386	8,4724	8,0448	7,5983	7,2136	6,8866	6,6088
	1260	10,4605	9,9650	9,3965	8,8614	8,4238	8,0352	7,7033
	1575	11,8916	11,2585	10,5642	9,9701	9,4908	9,0446	8,6454
	1890	13,1820	12,4083	11,6106	10,9731	10,4510	9,9473	9,4863
60	630	6,9196	6,6858	6,4260	6,1266	5,8347	5,5720	5,3235
	945	8,8609	8,5121	8,1114	7,6824	7,3001	6,9676	6,6781
	1260	10,5122	10,0404	9,5013	8,9746	8,5316	8,1408	7,7990
	1575	11,9703	11,3677	10,7009	10,1058	9,6167	9,1704	8,7631
	1890	13,2863	12,5489	11,7720	11,1263	10,5938	10,0933	9,6279
80	630	6,8713	6,6500	6,4076	6,1263	5,8459	5,5862	5,3372
	945	8,8281	8,4986	8,1225	7,7108	7,3364	7,0060	6,7130
	1260	10,4968	10,0504	9,5409	9,0280	8,5902	8,1989	7,8512
	1575	11,9728	11,4032	10,7669	10,1790	9,6906	9,2472	8,8396
	1890	13,3062	12,6080	11,8584	11,2158	10,6859	10,1840	9,7198

Tabela 5.52. Coeficiente conjugado g_{31}^+ no Caso D .

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	4,3936	4,2529	4,0793	3,8994	3,7427	3,5923	3,3992
	945	5,5835	5,3727	5,1231	4,8845	4,6847	4,5067	4,3068
	1260	6,5973	6,3159	6,0037	5,7265	5,4828	5,2557	5,0495
	1575	7,4945	7,1422	6,7798	6,4753	6,1902	5,9053	5,6643
	1890	8,3059	7,8856	7,4862	7,1526	6,8259	6,4961	6,2174
20	630	4,4663	4,3284	4,1534	3,9684	3,8000	3,6399	3,4387
	945	5,6668	5,4585	5,2046	4,9544	4,7392	4,5468	4,3410
	1260	6,6882	6,4073	6,0861	5,7917	5,5306	5,2956	5,0753
	1575	7,5905	7,2374	6,8601	6,5304	6,2320	5,9426	5,6892
	1890	8,4060	7,9816	7,5597	7,2011	6,8608	6,5233	6,2343
40	630	4,5707	4,4393	4,2720	4,0827	3,9040	3,7309	3,5230
	945	5,7934	5,5935	5,3430	5,0814	4,8506	4,6451	4,4216
	1260	6,8305	6,5596	6,2351	5,9227	5,6460	5,3931	5,1541
	1575	7,7454	7,4013	7,0136	6,6610	6,3464	6,0399	5,7644
	1890	8,5708	8,1536	7,7143	7,3290	6,9735	6,6170	6,3142
60	630	4,6379	4,5166	4,3559	4,1696	3,9872	3,8080	3,5966
	945	5,8804	5,6937	5,4507	5,1896	4,9518	4,7343	4,5017
	1260	6,9333	6,6777	6,3589	6,0394	5,7543	5,4928	5,2377
	1575	7,8609	7,5332	7,1474	6,7842	6,4589	6,1462	5,8555
	1890	8,6968	8,2969	7,8542	7,4559	7,0876	6,7297	6,4072
80	630	4,6775	4,5679	4,4158	4,2346	4,0519	3,8696	3,6582
	945	5,9369	5,7658	5,5332	5,2741	5,0339	4,8104	4,5734
	1260	7,0035	6,7663	6,4578	6,1375	5,8486	5,5810	5,3164
	1575	7,9429	7,6364	7,2587	6,8909	6,5597	6,2445	5,9447
	1890	8,7885	8,4115	7,9726	7,5677	7,1971	6,8332	6,4981

Tabela 5.53. Coeficiente conjugado g_{32}^+ no Caso *D*.

k_s/k	Re	H_h/H						
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
10	630	6,7932	6,5830	6,3269	6,0219	5,7244	5,4717	5,2664
	945	8,6744	8,3737	7,9955	7,5819	7,2138	6,8956	6,6632
	1260	10,2821	9,8892	9,4050	8,9176	8,5094	8,1427	7,8575
	1575	11,7106	11,2248	10,6459	10,1179	9,6820	9,2749	8,9338
	1890	13,0076	12,4299	11,7768	11,2234	10,7641	10,3283	9,9717
20	630	6,9107	6,7023	6,4533	6,1455	5,8360	5,5651	5,3370
	945	8,8289	8,5325	8,1583	7,7287	7,3383	6,9954	6,7388
	1260	10,4662	10,0798	9,5884	9,0707	8,6317	8,2418	7,9357
	1575	11,9183	11,4384	10,8420	10,2680	9,8003	9,3696	9,0110
	1890	13,2358	12,6624	11,9742	11,3693	10,8761	10,4185	10,0492
40	630	6,9884	6,7883	6,5591	6,2706	5,9663	5,6845	5,4363
	945	8,9593	8,6771	8,3322	7,9104	7,5097	7,1510	6,8652
	1260	10,6420	10,2758	9,8118	9,2883	8,8269	8,4169	8,0797
	1575	12,1342	11,6810	11,1038	10,5085	10,0116	9,5576	9,1700
	1890	13,4863	12,9440	12,2655	11,6240	11,0996	10,6138	10,2133
60	630	6,9765	6,7850	6,5759	6,3067	6,0183	5,7379	5,4819
	945	8,9756	8,7086	8,3902	7,9907	7,5980	7,2382	6,9403
	1260	10,6869	10,3425	9,9114	9,4043	8,9413	8,5279	8,1761
	1575	12,2060	11,7813	11,2391	10,6516	10,1475	9,6827	9,2812
	1890	13,5842	13,0766	12,4288	11,7872	11,2535	10,7549	10,3291
80	630	6,9258	6,7450	6,5519	6,3005	6,0251	5,7527	5,4985
	945	8,9395	8,6890	8,3937	8,0165	7,6355	7,2827	6,9792
	1260	10,6673	10,3452	9,9436	9,4563	9,0037	8,5924	8,2378
	1575	12,2036	11,8078	11,2971	10,7271	10,2275	9,7659	9,3527
	1890	13,5988	13,1267	12,5132	11,8817	11,3471	10,8479	10,4048

Os testes numéricos apresentados a seguir tiveram a finalidade de verificar a validade da aplicação da Eq. (5.8) na configuração do Caso *D*. Com estes testes adicionais, as temperaturas médias obtidas de simulações com três aquecedores protuberantes ativos no canal foram comparadas com as preditas pela superposição indicada na Eq. (5.8).

No Caso *D*, os aquecedores protuberantes causam recirculações no escoamento fluido e, o aumento da temperatura média da superfície de cada aquecedor acima da temperatura de entrada do fluido no canal foi expresso na forma adimensional pela Eq. (5.8):

$$\bar{\theta}_{h,n} = \frac{2}{Re Pr} \sum_{i=1}^3 g_{ni}^+ \left(\frac{q'_i}{q'_L} \right), \quad (5.8)$$

ou na forma matricial,

$$\begin{bmatrix} \bar{\theta}_{h,1} \\ \bar{\theta}_{h,2} \\ \bar{\theta}_{h,3} \end{bmatrix} = \frac{2}{Re Pr} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & g_{13}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & g_{23}^+ \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q'_1/q'_L \\ q'_2/q'_L \\ q'_3/q'_L \end{bmatrix}. \quad (5.9)$$

Os resultados das simulações numéricas dos três testes considerados (Teste 1-1-1, Teste 5-3-1 e Teste 3-5-1) para a temperatura adimensional $\bar{\theta}_{h,n}$ são mostrados nas Tabs. 5.54 e 5.55 respectivamente para $(H_h/H) = 0,15$ e $0,30$. Para todos os casos analisados, os valores de $\bar{\theta}_h$ diminuíram com o aumento de Re , de (k_s/k) e de (H_h/H) , indicando uma temperatura menor do aquecedor com o aumento da vazão mássica do escoamento no canal, da condutividade térmica do substrato e da área de transferência convectiva de calor do aquecedor protuberante.

Tabela 5.54. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores protuberantes com $(H_h/H) = 0,15$ nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1.

k_s/k	Re	<i>Teste 1-1-1</i>			<i>Teste 5-3-1</i>			<i>Teste 3-5-1</i>		
		$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$
10	630	0,0745	0,1064	0,1228	0,3674	0,3693	0,2529	0,2283	0,4659	0,2731
	945	0,0636	0,0913	0,1054	0,3135	0,3158	0,2146	0,1947	0,4015	0,2318
	1260	0,0566	0,0816	0,0941	0,2787	0,2811	0,1902	0,1734	0,3592	0,2055
	1575	0,0516	0,0745	0,0859	0,2538	0,2560	0,1728	0,1583	0,3282	0,1867
	1890	0,0478	0,0691	0,0795	0,2350	0,2368	0,1596	0,1469	0,3042	0,1724
20	630	0,0727	0,1041	0,1181	0,3508	0,3574	0,2506	0,2282	0,4409	0,2713
	945	0,0622	0,0896	0,1017	0,3007	0,3065	0,2129	0,1947	0,3819	0,2306
	1260	0,0554	0,0802	0,0910	0,2682	0,2735	0,1887	0,1734	0,3430	0,2045
	1575	0,0506	0,0733	0,0832	0,2448	0,2495	0,1714	0,1583	0,3144	0,1857
	1890	0,0469	0,0680	0,0771	0,2270	0,2310	0,1583	0,1468	0,2920	0,1715
40	630	0,0713	0,1011	0,1116	0,3305	0,3401	0,2473	0,2303	0,4067	0,2678
	945	0,0610	0,0872	0,0967	0,2847	0,2932	0,2105	0,1964	0,3547	0,2284
	1260	0,0544	0,0782	0,0868	0,2548	0,2624	0,1868	0,1748	0,3200	0,2029
	1575	0,0497	0,0717	0,0796	0,2332	0,2400	0,1698	0,1594	0,2945	0,1845
	1890	0,0461	0,0666	0,0739	0,2165	0,2227	0,1568	0,1477	0,2745	0,1705
60	630	0,0707	0,0987	0,1071	0,3170	0,3276	0,2444	0,2315	0,3833	0,2643
	945	0,0605	0,0854	0,0930	0,2739	0,2833	0,2085	0,1975	0,3355	0,2261
	1260	0,0539	0,0767	0,0837	0,2457	0,2542	0,1853	0,1758	0,3037	0,2013
	1575	0,0492	0,0704	0,0769	0,2251	0,2329	0,1686	0,1603	0,2802	0,1833
	1890	0,0456	0,0654	0,0716	0,2093	0,2164	0,1558	0,1484	0,2617	0,1695
80	630	0,0702	0,0966	0,1035	0,3065	0,3175	0,2417	0,2315	0,3657	0,2609
	945	0,0601	0,0838	0,0901	0,2655	0,2753	0,2067	0,1978	0,3209	0,2238
	1260	0,0536	0,0754	0,0813	0,2385	0,2475	0,1839	0,1762	0,2911	0,1996
	1575	0,0489	0,0692	0,0748	0,2188	0,2271	0,1675	0,1606	0,2689	0,1820
	1890	0,0454	0,0644	0,0697	0,2036	0,2112	0,1549	0,1487	0,2516	0,1685

Tabela 5.55. $\bar{\theta}_h$ dos aquecedores protuberantes com $(H_h/H) = 0,30$ nos Testes 1-1-1, 5-3-1 e 3-5-1.

k_s/k	Re	<i>Teste 1-1-1</i>			<i>Teste 5-3-1</i>			<i>Teste 3-5-1</i>		
		$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$
10	630	0,0673	0,0944	0,1057	0,3237	0,3197	0,2193	0,2116	0,4015	0,2362
	945	0,0574	0,0802	0,0896	0,2763	0,2708	0,1848	0,1806	0,3419	0,1991
	1260	0,0513	0,0714	0,0796	0,2471	0,2407	0,1633	0,1612	0,3052	0,1763
	1575	0,0470	0,0653	0,0726	0,2268	0,2197	0,1484	0,1476	0,2797	0,1605
	1890	0,0438	0,0607	0,0675	0,2116	0,2041	0,1373	0,1374	0,2608	0,1487
20	630	0,0666	0,0932	0,1027	0,3135	0,3121	0,2181	0,2130	0,3851	0,2354
	945	0,0567	0,0793	0,0873	0,2680	0,2650	0,1836	0,1812	0,3294	0,1983
	1260	0,0506	0,0706	0,0777	0,2398	0,2358	0,1622	0,1613	0,2948	0,1755
	1575	0,0464	0,0645	0,0709	0,2202	0,2154	0,1473	0,1475	0,2707	0,1596
	1890	0,0432	0,0600	0,0659	0,2055	0,2001	0,1361	0,1371	0,2527	0,1478
40	630	0,0658	0,0911	0,0985	0,2990	0,3002	0,2166	0,2146	0,3605	0,2341
	945	0,0560	0,0777	0,0841	0,2562	0,2558	0,1825	0,1820	0,3103	0,1975
	1260	0,0499	0,0693	0,0750	0,2294	0,2282	0,1612	0,1617	0,2788	0,1748
	1575	0,0456	0,0634	0,0686	0,2108	0,2088	0,1463	0,1476	0,2567	0,1590
	1890	0,0424	0,0589	0,0638	0,1969	0,1942	0,1352	0,1371	0,2401	0,1471
60	630	0,0654	0,0893	0,0953	0,2885	0,2910	0,2153	0,2151	0,3426	0,2326
	945	0,0556	0,0763	0,0817	0,2476	0,2488	0,1817	0,1823	0,2961	0,1967
	1260	0,0495	0,0681	0,0730	0,2220	0,2223	0,1607	0,1619	0,2667	0,1743
	1575	0,0452	0,0623	0,0669	0,2041	0,2036	0,1458	0,1477	0,2460	0,1585
	1890	0,0420	0,0580	0,0622	0,1907	0,1895	0,1347	0,1371	0,2304	0,1468
80	630	0,0651	0,0876	0,0928	0,2801	0,2834	0,2140	0,2148	0,3286	0,2309
	945	0,0553	0,0751	0,0798	0,2408	0,2429	0,1810	0,1822	0,2849	0,1958
	1260	0,0492	0,0671	0,0714	0,2161	0,2173	0,1601	0,1618	0,2571	0,1737
	1575	0,0449	0,0615	0,0655	0,1987	0,1992	0,1454	0,1476	0,2374	0,1581
	1890	0,0417	0,0572	0,0610	0,1856	0,1856	0,1344	0,1370	0,2225	0,1464

Os resultados numéricos de $\bar{\theta}_{h,n}$ apresentados nas Tabs. 5.54 e 5.55 foram comparados com as predições da Eq. (5.8), através da utilização dos valores dos coeficientes de influência conjugados g^+ apresentados nas Tabs. 5.45 a 5.53. Para todos os testes considerados, os resultados preditos apresentaram uma diferença de 0,05% com aqueles obtidos através das simulações adicionais. Esta pequena diferença, pode ser atribuída a erros de truncamento numérico.

Na Fig. 5.34, a validade do princípio de superposição é ilustrada no problema com os três aquecedores protuberantes ativos com $(H_h/H) = 0,15$ no Teste 1-1-1 com $(k_s/k) = 80$ e $Re=630$. Devido à linearidade da equação da energia, os resultados da distribuição da temperatura $\theta(X')$ ao longo da interface sólido-fluido com um único aquecedor ativo por vez podem ser superpostos para a obtenção da distribuição de $\theta(X')$ dos casos em que os três aquecedores estão ativos.

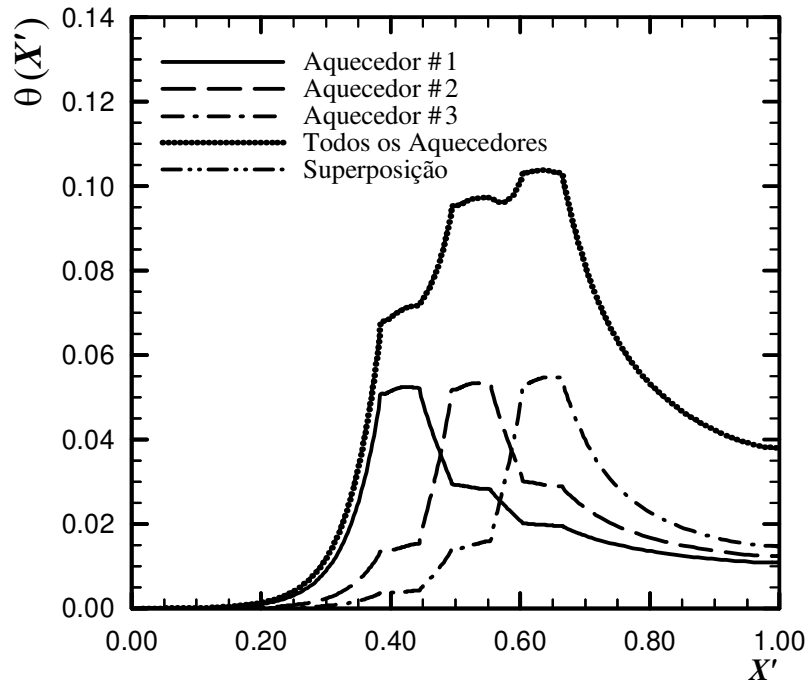


Figura 5.34. Aplicação do princípio de superposição na determinação de $\theta(X')$ no Teste 1-1-1 para $(H_h/H) = 0,15$, $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$.

O princípio de superposição também é válido para determinação de $\bar{\theta}_{h,n}$, pois estas temperaturas foram obtidas através de médias aritméticas da distribuição da temperatura $\theta(X')$. Os resultados obtidos para $\bar{\theta}_{h,n}$ com um único aquecedor ativo por vez podem ser superpostos para a obtenção de $\bar{\theta}_{h,n}$ nos casos em que os três aquecedores protuberantes estão ligados. Este fato é mostrado na Tab. 5.56 no Teste 1-1-1 para $(H_h/H) = 0,15$ e $0,30$, $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$.

Tabela 5.56. Validade do princípio de superposição para determinação de $\bar{\theta}_h$ no Teste 1-1-1 para $(H_h/H) = 0,15$ e $0,30$, $(k_s/k) = 80$ e $Re = 630$.

<i>Aquecedor ativo</i>	$(H_h/H) = 0,15$			$(H_h/H) = 0,30$		
	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$	$\bar{\theta}_{h,1}$	$\bar{\theta}_{h,2}$	$\bar{\theta}_{h,3}$
#1	0,0519	0,0288	0,0198	0,0467	0,0251	0,0174
#2	0,0144	0,0528	0,0294	0,0141	0,0476	0,0258
#3	0,0039	0,0150	0,0543	0,0043	0,0149	0,0496
#1 #2 #3	0,0702	0,0966	0,1035	0,0651	0,0876	0,0928

Embora não sejam apresentados nesta Tese, resultados de testes numéricos adicionais mostraram a validade do princípio de superposição para a determinação de $\bar{\theta}_{h,n}$ com outros valores de (k_s/k) e de (k_h/k) .

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1 Conclusões

A busca por descritores invariantes do processo de transferência de calor com condições de contorno térmicas não-uniformes (para uma dada geometria, condição de escoamento e propriedades físicas) foi o desafio proposto para esta Tese. Uma importante aplicação destes problemas refere-se ao controle térmico de aquecedores discretos no Nível 2 de empacotamento eletrônico, como indicado na Fig. 1.1.

Recorrendo à literatura disponível, dois descritores invariantes do processo convectivo de transferência de calor foram encontrados. O primeiro foi o coeficiente adiabático de transferência de calor, h_{ad} , baseado na temperatura adiabática da superfície de troca de calor, T_{ad} e o segundo foi o tratamento através da função de *Green* discreta, G . Ambos fazem uso do princípio de superposição, baseado na linearidade da equação da energia, proposto por *Jean-Marie Constant Duhamel* em 1834 (Grattan-Guinness, 1990). Na literatura, a aplicação destes descritores invariantes foi ampliada, através de hipóteses simplificadoras, para problemas complexos envolvendo mais do que um mecanismo de transferência de calor. Particularmente na solução da transferência de calor conjugada convecção-condução, encontram-se na literatura sugestões de desacoplamento do problema conjugado em dois problemas distintos: um para o sólido e outro para o fluido. Para eliminar o processo iterativo de resolução no procedimento desacoplado deste problema, os descritores invariantes convectivos h_{ad} ou G^{-1} , foram propostos como condição de contorno do problema de condução no meio sólido.

Como ponto de partida desta investigação, foram realizados estudos para avaliação de descritores invariantes no problema de transferência de calor por convecção de aquecedores 2D montados num substrato adiabático de um canal de placas paralelas, reportados em Alves e Altemani (2007, 2008a). Feito isso, o problema com um único aquecedor 2D num substrato condutivo, caracterizado por um resfriamento conjugado convecção forçada-condução, foi estudado em Alves e Altemani (2008b, 2009). Na solução numérica deste problema, o

procedimento acoplado foi adotado em detrimento ao desacoplado. Neste caso, os descritores invariantes convectivos também puderam ser aplicados devido à coincidência das temperaturas de referência. Quando o problema envolveu mais de um aquecedor 2D montado num substrato condutivo, surgiram dificuldades na aplicação destes descritores invariantes devido, principalmente à definição da temperatura adiabática dos aquecedores. Isto motivou a busca por um descritor invariante do processo conjugado convecção forçada-condução.

6.2 Contribuições desta Tese

Nesta Tese, foi proposta uma matriz quadrada G^+ contendo os coeficientes de influência conjugados g^+ , como um descritor invariante do processo de transferência de calor conjugada convecção forçada-condução. Uma vez definida a matriz G^+ para uma dada configuração, ela pode ser facilmente utilizada para calcular o aumento da temperatura média de cada aquecedor, resultante de uma distribuição arbitrária da taxa de geração de calor em todos os aquecedores. Apesar da simplicidade na aplicação dos coeficientes de influência conjugados g^+ deve ser destacado que a metodologia empregada para obter a matriz G^+ requer um esforço significativo. Este tratamento exclui a necessidade de obter descritores invariantes convectivos como o coeficiente adiabático de transferência de calor ou a função de *Green* discreta inversa.

6.3 Sugestões para Trabalhos Futuros

Uma sugestão para trabalhos futuros é uma sintetização dos resultados apresentados nesta Tese para os Casos *C* e *D* através de correlações envolvendo os parâmetros investigados. Além disso, a análise da variação de parâmetros adicionais como a geometria e as propriedades físicas do meio também podem ser estudadas.

Adicionalmente, propõe-se a obtenção dos coeficientes de influência conjugados g^+ para a predição de temperatura em problemas conjugados de transferência de calor convecção forçada-condução caracterizados por:

- a) regime laminar em configuração 3D,
- b) regime turbulento em configurações 2D e 3D.

Uma verificação experimental do tratamento sugerido para esses problemas conjugados no regime laminar e se possível extensão no regime turbulento também seria desejável, embora ela possa demandar medidas de diferenças de temperatura muito pequenas. Por este motivo, uma investigação experimental desse problema requer muito cuidado no seu planejamento.

Uma última sugestão refere-se a investigação detalhada da possibilidade de inclusão dos efeitos de convecção natural e de radiação térmica nos problemas conjugados, desde que eles possam ser linearizados.

Referências Bibliográficas

ALVES, T.A.; ALTEMANI, C.A.C. Conjugate cooling of a discrete heater in laminar channel flow. In: 12th BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL ENGINEERING AND SCIENCES (ENCIT 2008), 2008, Belo Horizonte, MG, Brasil. **Proceedings...** Belo Horizonte, MG, Brasil: Universidade Federal de Minas Gerais, 2008a. code 7–5063.

ALVES, T.A.; ALTEMANI, C.A.C. Conjugate cooling of a protruding heater in laminar channel flow. In: 20th INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING (COBEM 2009), 2009, Gramado, RS, Brasil. **Proceedings...** Gramado, RS, Brasil: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2009. code COB09–1046.

ALVES, T.A.; ALTEMANI, C.A.C. Convective cooling of three discrete heat sources in channel flow. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v.XXX, p.245–252, 2008b.

ALVES, T.A.; ALTEMANI, C.A.C. Laminar convective cooling of discrete heaters in channel flow. In: 19th INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING (COBEM 2007), 2007, Brasília, DF, Brasil. **Proceedings...** Brasília, DF, Brasil: Universidade de Brasília, 2007. code 2463.

ALVES, T.A.; ALTEMANI, C.A.C. Thermal design of a protruding heater in laminar channel flow. In: 14th INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE (IHTC'14), 2010, Washington, DC, USA. **Proceedings...** Washington, DC, USA: American Society of Mechanical Engineers – ASME, 2010. code IHTC14–22906.

ANDERSON, A.M. Decoupling convective and conductive heat transfer using the adiabatic heat transfer coefficient. **Journal of Electronic Packaging**, v.116, p.310–316, 1994.

ANDERSON, A.M.; MOFFAT, R.J. **Convective heat transfer from arrays of modules with non-uniform heating: experiments and models.** Stanford University, Stanford, CA, USA: Thermosciences Division Research Report HMT–43, 1990.

ANDERSON, A.M.; MOFFAT, R.J. Direct air cooling of electronic components: reducing component temperatures by controlled thermal mixing. **Journal of Heat Transfer**, v.113, p.56-62, 1991.

ANDERSON, A.M.; MOFFAT, R.J. The adiabatic heat transfer coefficient and the superposition kernel function: part 1 – data for arrays of flatpacks for different flow conditions. **Journal of Electronic Packaging**, v.114, p.14–21, 1992a.

ANDERSON, A.M.; MOFFAT, R.J. The adiabatic heat transfer coefficient and the superposition kernel function: part 2 – modeling flatpack data as a function of channel turbulence. **Journal of Electronic Packaging**, v.114, p.22–28, 1992b.

ARVIZU, D.E.; MOFFAT, R.J. **Experimental heat transfer from an array of heated cubical elements on an adiabatic channel wall**. Stanford University, Stanford, CA, USA: Thermosciences Division Research Report HMT–33, 1981.

ARVIZU, D.E.; MOFFAT, R.J. The use of superposition in calculating cooling requirements for circuit-board-mounted electronic components. In: 32nd ELECTRONIC COMPONENTS CONFERENCE (IEEE 1982 ELECTRONIC COMPONENTS CONFERENCE), 1982, San Diego, CA, USA. **Proceedings...** San Diego, CA, USA: Institute of Electrical and Electronics Engineers – IEEE, 1982, p.133–144.

ARVIZU, D.E.; ORTEGA, A.; MOFFAT, R.J. Cooling electronic components: forced convection experiments with an air-cooled array. In: OKTAY, S.; MOFFAT, R.J. (Eds.). **Electronics Cooling**. New York, NY, USA: ASME, 1985.

BAR-COHEN, A.; WATWE, A.A.; PRASHER, R.S. Heat transfer in electronic equipment. In: BEJAN, A.; KRAUS, A.D. (Eds.). **Heat transfer handbook**. New Jersey, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2003. chap.13, p.947-1027.

BATCHELDER, K.A.; EATON, J.K. Practical experience with the discrete Green's function approach to convective heat transfer. **Journal of Heat Transfer**, v.123, p.70–76, 2001.

BOOTEN, C.; EATON, J.K. Discrete Green's function measurements in a serpentine cooling passage. **Journal of Heat Transfer**, v.129, p.1686-1696, 2007.

BOOTEN, C.; EATON, J.K. Discrete Green's function measurements in internal flows. **Journal of Heat Transfer**, v.127, p.692-698, 2005.

BOOTEN, C.; ELKINS, C.; EATON, J.K. **Rapid heat transfer measurements in complex internal flow**. Stanford University, Stanford, CA, USA: Thermosciences Division Research Report TF-99, 2006.

COLE, K.D. Conjugate heat transfer from a small heated strip. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.40, p.2709–2719, 1997.

CULHAM, J.R.; TEERTSTRA, P; YOVANOVICH, M.M. Thermal wake effects in printed circuit boards. **Journal of Electronics Manufacturing**, v.9, p.99-106, 1999.

ÇENGEL, Y.A. Resfriamento de equipamento eletrônico. In: ÇENGEL, Y.A. (Ed.). **Transferência de calor e massa**. São Paulo, SP, Brasil: McGraw-Hill, 2009. cap.15. 69p. (disponível na internet, acesso em 15 de maio de 2010).

DAVALATH, J; BAYAZITOGLU, Y. Forced convection cooling across rectangular blocks. **Journal of Heat Transfer**, v.109, p.321–328, 1987.

FAGHRI, M.; LESSMANN, R.C.; SRIDHAR, S. A preliminary experimental study of forced air cooling of rectangular blocks encountered in electronic equipment. In: THERMAL MODELING AND DESIGN OF ELECTRONIC SYSTEM AND DEVICES (WINTER ANNUAL MEETING OF THE ASME), 1991, San Francisco, CA, USA. **Proceedings...** San Francisco, CA, USA: American Society of Mechanical Engineers – ASME, 1991, p.1-6.

FAGHRI, M; SRIDHAR, S. Entrance heat transfer correlation for air cooling of array of rectangular blocks. **Heat transfer enhancement in electronic cooling**, ASME HTD, v. 183, p.7-11, 1991.

GARIMELLA, S.V.; EIBECK, P.A. Enhancement of single phase convective heat transfer from protruding elements using vortex generators. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.34, p.2431–2433, 1991.

GARIMELLA, S.V.; EIBECK, P.A. Onset of transition in the flow over a three-dimensional array of rectangular obstacles. In: THERMAL MODELING AND DESIGN OF ELECTRONIC SYSTEM AND DEVICES (WINTER ANNUAL MEETING OF THE ASME), 1990, Dallas, TX, USA. **Proceedings...** Dallas, TX, USA: American Society of Mechanical Engineers – ASME, 1990, p.1-6.

GRATTAN-GUINNESS, I. **Convolutions in French Mathematics , 1800-1840, from the calculus and mechanics to mathematical analysis and mathematical physics.** Berlin, Deutschland: Birkhäuser Verlag Basel, 1990. 1315p.

HACKER, J.M.; EATON, J.K. **Heat transfer measurements in a backward-facing step flow with arbitrary wall temperature variations.** Stanford University, Stanford, CA, USA: Thermosciences Division Research Report MD-71, 1995.

HACKER, J.M.; EATON, J.K. Measurements of heat transfer in separated and reattaching flow with spatially varying thermal boundary conditions. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v.18, p.131-141, 1997.

HOLLWORTH, B.R.; FULLER, H.A. Heat transfer and pressure drop in a staggered array of air-cooled components. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON COOLING TECHNOLOGY FOR ELECTRONIC EQUIPMENT (INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON COOLING TECHNOLOGY FOR ELECTRONIC EQUIPMENT), 1987, Honolulu, HI, USA. **Proceedings...**Honolulu, HI, USA: American Society of Mechanical Engineers – ASME, 1987, p.732-748.

HUANG, P.C.; YANG, C.F.; HWANG, J.J.; CHIU, M.T. Enhancement of forcer-convection cooling of multiple heated blocks in a channel using porous covers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.48, p.647–664, 2005.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** Rio de Janeiro, RJ, Brasil: Livros Técnicos e Científicos Editora, 2008. 644p.

JOSHI, Y.; NAKAYAMA, W. Forced convection: external flows. In: BEJAN, A.; KRAUS, A.D. (Eds.). **Heat transfer handbook.** New Jersey, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2003. chap.6, p.439-524.

KANG, B.H.; JALURIA, Y.; TEWARI, S.S. Mixed convection transport from an isolated heat source module on a horizontal plate. **Journal of Heat Transfer**, v.112, p.653–661, 1990.

KANG, S.S. The thermal wake function for rectangular electronic modules. **Journal of Electronic Packaging**, v.116, p.55–59, 1994.

KAYS, W.M.; CRAWFORD, M.E. **Convective heat and mass transfer**. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 1993. 651p.

KIM, S.H.; ANAND, N.K. Laminar developing flow and heat transfer between a series of parallel plates with surface-mounted discrete heat sources. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.37, p.2231-2244, 1994.

KIM, S.H.; ANAND, N.K. Laminar heat transfer between a series of parallel plates with surface-mounted discrete heat sources. **Journal of Electronic Packaging**, v.117, p.522-62, 1995.

KIM, S.Y.; SUNG, H.J.; HYUN, J.M. Mixed convection from multiple-layered boards with cross-streamwise periodic boundary conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.35, p.2941-2952, 1992.

KORICHI, A.; OUFER, L. Numerical heat transfer in a rectangular channel with mounted obstacles on upper and lower walls. **International Journal of Thermal Sciences**, v.44, p.644–655, 2005.

KRAUS, A.D.; BAR-COHEN, A. **Thermal analysis and control of electronic equipment**. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 1983. 620p.

LEHMANN, G.L.; WIRTZ, R.A. The effect of variations in stream-wise spacing and length on convection from surface mounted rectangular components. **Heat transfer in electronic equipment**, ASME HTD, v.48, p.39-48, 1985.

LEUNG, C.W.; CHEN, S.; CHAN, T.L. Numerical simulation of laminar forced convection in an air-cooled horizontal printed circuit board assembly. **Numerical Heat Transfer**, Part A, v.37, p.373–393, 2000.

MARTINS, E.B. **Estudo numérico e experimental do resfriamento conjugado de cavidades complexas**. 1997. 147p. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil.

MOFFAT, R.J. $h_{\text{adiabatic}}$ and u'_{max} . **Journal of Electronic Packaging**, v.126, p.501–509, 2004.

MOFFAT, R.J. What's new in convective heat transfer? **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v.19, p.90–101, 1998.

MOFFAT, R.J.; ANDERSON, A.M. Applying heat transfer coefficient data to electronics cooling. **Journal of Heat Transfer**, v.112, p.882–890, 1990.

MOFFAT, R.J.; ARVIZU, D.E.; ORTEGA, A. Cooling electronic components: forced convection experiments with an air-cooled array. **Heat transfer in electronic equipment**, ASME HTD, v.48, p.17-27, 1985.

MOLKI, M.; FAGHRI, M. Temperature of in-line array of electronic components simulated by rectangular blocks. **Electronics Cooling**, v.6, p.26–32, 2000.

MOLKI, M.; FAGHRI, M.; OZBAY, O. A correlation for heat transfer and wake effect in the entrance region of an in-line array of rectangular blocks simulating electronic components. **Journal of Heat Transfer**, vol.117, p.40-46, 1995.

MOLKI, M.; FAGHRI, M.; OZBAY, O. A new correlation for pressure drop in arrays of rectangular blocks in air-cooled electronics units. **Journal of Fluids Engineering**, v.116, p.856-886, 1993.

MUKERJI, D.; EATON, J.K. Discrete Green's function measurements in a single passage turbine model. **Journal of Heat Transfer**, v.127, p.366-377, 2005.

MUKERJI, D.; EATON, J.K. **Spatially-resolved measurements of heat transfer in turbomachinery applications**. Stanford University, Stanford, CA, USA: Thermosciences Division Research Report TDS-145, 2002.

MUKERJI, D.; EATON, J.K.; MOFFAT, R.J. Convective heat transfer near one-dimensional and two-dimensional wall temperature steps. **Journal of Heat Transfer**, v.126, p.202-210, 2004.

NAKAYAMA, W. Forced convective/conductive conjugate heat transfer in microelectronic equipment. **Annual Review of Heat Transfer**, v.8, p.1-45, 1997.

NAKAYAMA, W.; PARK, S.H. Conjugate heat transfer from a single surface-mounted block to forced convective air flow in a channel. **Journal of Heat Transfer**, v.118, p.301-309, 1996.

ORTEGA, A. Conjugate heat transfer in forced air cooling of electronic components. In: KIM, S.J.; LEE, S.W. (Eds.) **Air cooling technology for electronic equipment**. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 1996, chap.4, p.103–171.

PATANKAR, S.V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. New York, NY, USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1980. 197p.

PETERSON, G.P.; ORTEGA, A. Thermal control of electronic equipment and devices. In: HARTNETT, J. P.; IRVINE, T.F. (Eds.). **Advances in heat transfer**. Oxford, Oxon, England: Academic Press, 1990. chap.4, p.181–314.

PREMACHANDRAN, B.; BALAJI, C. Conjugate mixed convection with surface radiation from a horizontal channel with protruding heat sources. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.49, p.3568-3582, 2006.

RAMADHYANI, S.; MOFFAT, D.F.; INCROPERA, F.P. Conjugate heat transfer from small isothermal heat sources embedded in a large substrate. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.28, p.1945-1952, 1985.

RAMESH, N.; MERZKIRCH, W. Combined convection and radiation heat transfer in side-vented open cavities. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v.22, p.180-187, 2001.

RHEE, J.; MOFFAT, R.J. Experimental estimate of the continuous one-dimensional kernel function in a rectangular duct with forced convection. **Journal of Heat Transfer**, v.128, p.811-818, 2006.

SHAH, R.K.; LONDON, A.L. **Laminar flow forced convection in ducts**. Advances in Heat Transfer, Supplement 1. New York, NY, USA: Academic Press Inc., 1978. 477p.

SPARROW, E.M.; NEITHAMMER, J.E.; CHABOKI, A. Heat transfer and pressure drop experiments in air-cooled electronic-component arrays. **Journal of Thermophysics**, v.25, p.961-973, 1982.

SPARROW, E.M.; RAMSEY, J.W.; ALTEMANI, C.A.C. Experiments on in-line pin fin arrays and performance comparisons with staggered arrays. **Journal of Heat Transfer**, v.102, p.44-50, 1980.

SUGAVANAM, R.; ORTEGA, A.; CHOI, C.Y. A numerical investigation of conjugate heat transfer from a flush heat source on a conductive board in laminar channel flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.38, p.2969–2984, 1995.

WIRTZ, R.A. Forced air cooling of low profile package arrays. In: KIM, S.J.; LEE, S.W. (Eds.) **Air cooling technology for electronic equipment**. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 1996, chap.3, p.81–102.

WIRTZ, R.A.; CHEN, W. Laminar-transitional convection from repeated ribs in a channel. **Heat transfer in electronic equipment**, ASME HTD, v.171, p.89-94, 1991.

YOUNG, T.J.; VAFAI, K. Convective cooling of a heated obstacle in a channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.41, p.3131–3148, 1998a.

YOUNG, T.J.; VAFAI, K. Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.41, p.3279–3298, 1998b.

ZEBIB, A.; WO, Y.K. A two-dimensional conjugate heat transfer model for forced air cooling of an electronic device. **Journal of Electronic Packaging**, v.111, p.41-45, 1989.

ZENG, Y.; VAFAI, K. An investigation of convective cooling of an array of channel-mounted obstacles. **Numerical Heat Transfer, Part A**, v.55, p.967–982, 2009.

APÊNDICE A

A.1 Efeitos de Convecção Natural

Os efeitos de convecção natural foram considerados desprezíveis nesta Tese, um procedimento adotado em problemas similares, por exemplo, Zeng e Vafai (2009), Davalath e Bayazitoglu (1987) e Ramadhyani *et al.* (1985). Com o intuito de apresentar uma perspectiva para esta consideração, referência será feita ao trabalho de Kang *et al.* (1990). Eles efetuaram uma investigação experimental da convecção mista de um único módulo aquecedor 2D montado numa placa horizontal de espessura finita termicamente isolada. Os resultados indicaram que a transferência de calor do aquecedor é dominada por convecção forçada quando a razão $Gr/Re^{5/2}$ for menor do que 0,9. O número de *Reynolds*, Re , foi baseado no comprimento L_h do módulo e na velocidade média do escoamento forçado no canal, como definido na Eq. (3.12). O número de *Grashof*, Gr , foi definido por

$$Gr = \frac{g \beta q'' (L_h + 2H_h) L^3}{k\nu^2}. \quad (A.1)$$

Na Eq. (A.1), L_h e H_h indicam respectivamente o comprimento e a altura do módulo, e q'' representa o fluxo convectivo de calor do módulo para o escoamento.

Para qualquer valor especificado de Re , a correlação $(Gr/Re^{5/2}) < 0,9$ fornece o limite superior de Gr no qual os efeitos de convecção natural podem ser desprezados.

A.2 Efeitos de Radiação Térmica

Os problemas típicos encontrados na literatura, como nesta Tese, associados ao resfriamento de componentes eletrônicos, consideram faixas de temperaturas abaixo de 100 °C. Os resultados de diversos trabalhos indicam que os efeitos de radiação térmica são da mesma ordem de grandeza que aqueles de convecção natural (Martins, 1997, Ramesh e Merzkirch, 2001 e Premachandran e Balaji, 2006). Desse modo, se os efeitos de convecção natural forem desprezíveis face àqueles de convecção forçada, então os efeitos associados de radiação térmica também podem ser desconsiderados.