

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL D
TESE DEFENDIDA POR ANDRÉ DAMIANI
ROCHA E APROVAD
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 21.02.2006


.....
ORIENTADOR

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

**Convecção Natural em Placa nas Posições Vertical e
Inclinada Contendo Elementos Protuberantes
Aquecidos**

Autor: André Damiani Rocha
Orientador: Marcelo Moreira Ganzarolli

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA – TÉRMICA E FLUIDOS**

**Convecção Natural em Placa nas Posições Vertical e
Inclinada Contendo Elementos Protuberantes
Aquecidos**

Autor: **André Damiani Rocha**
Orientador: **Marcelo Moreira Ganzarolli**

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação de Mestrado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica/Térmica e Fluidos.

Campinas, 2004
SP - Brasil

UNIDADE BC
Nº CHAMADA T/UNICAMP
R582c
V _____ EX _____
TOMBO BC/ 70046
PROC 16.123-06
C _____ D X
PREÇO 11,00
DATA 22/09/06
Nº CPD _____

Bib ID 387470

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

R582c Rocha, André Damiani
Convecção natural em placa nas posições vertical e inclinada contendo elementos protuberantes aquecidos / André Damiani Rocha. --Campinas, SP: [s.n.], 2005.

Orientador: Marcelo Moreira Ganzarolli.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Calor - Convecção natural. 2. Calor - Transmissão. 3. Sistemas eletrônicos - Resfriamento. I. Ganzarolli, Marcelo Moreira. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Natural convection in a vertical and arbitrary inclined plate with protruding heated element.

Palavras-chave em Inglês: Natural convection, Heat transfer e Cooling systems electronics

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Ricardo Alan Verdú Ramos e Jose Ricardo Figueiredo

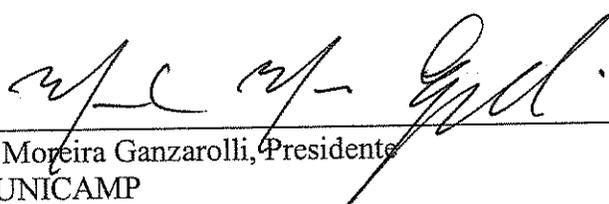
Data da defesa: 21/02/2005

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA – TÉRMICA E FLUIDOS

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Convecção Natural em Placa nas Posições Vertical e
Inclinada Contendo Elementos Protuberantes
Aquecidos

Autor: André Damiani Rocha
Orientador: Marcelo Moreira Ganzarolli



Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli, Presidente
Instituição: FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos
Instituição: UNESP



Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo
Instituição: DE/FEM/UNICAMP

2006-2-2081

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais pelos esforços imensuráveis dispensados a mim durante toda a minha formação.

Aos meus irmãos Paulo e Marcelo que, mesmos distantes, estavam sempre dispostos a ajudar.

À minha esposa Fernanda pela compreensão e paciência nos momentos difíceis.

Agradecimento

Agradeço primeiramente a Deus, que tem abençoado meus caminhos e me sustentado em todos os momentos.

São muitas as pessoas que nos ajudam e contribuem para que nossos sonhos sejam realizados.

Agradeço a minha esposa Fernanda pelo apoio, incentivo e compreensão durante todo este trabalho.

Aos meus pais, pelo privilégio de tê-los junto a mim, pela confiança e compreensão.

Aos colegas e companheiros de departamento: Paulo Cesar Mioralli e Valter Souza (Pastor).

Ao Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli pela excelente orientação deste trabalho, que foi conduzida com seriedade, dedicação e compreensão.

À Capes pelo apoio financeiro.

“Se o Senhor não edificar a casa,
em vão trabalham os que a edificam”
Salmo 127:1

Resumo

ROCHA, André Damiani, *Convecção Natural em Placa nas Posições Vertical e Inclinada Contendo Elementos Protuberantes Aquecidos*, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, 2005, 85p.

No presente trabalho o resfriamento por convecção natural de uma placa plana, disposta em um meio infinito, contendo elementos protuberantes aquecidos e distribuídos uniformemente sobre uma das paredes da placa é analisado experimentalmente sob a condição de aquecimento uniforme. A parede oposta da placa de teste é isolada utilizando um aquecedor de proteção que possui as mesmas dimensões da placa de teste. Os testes experimentais utilizam um aparato com placa de fibra de vidro contendo elementos protuberantes de alumínio de seção quadrada, em cujo interior passa uma resistência. A placa de teste é posicionada em uma estrutura de ferro que foi projetada para permitir a variação da inclinação da placa. As trocas de calor por condução, através da placa de fixação dos elementos protuberantes, e por radiação, entre as superfícies das protuberâncias foram consideradas. Testes experimentais foram realizados variando a potência entre 30 e 70W para uma variação angular entre 0° e 60° a partir da posição vertical. Do presente trabalho concluiu-se que foi possível avaliar o número de Nusselt em função do número de Rayleigh para placa protuberante e inclinada através de uma única correlação, desde que a componente da aceleração gravitacional paralela à placa seja utilizada no cálculo do número de Rayleigh modificado.

Palavras Chave: Convecção Natural, Placa Vertical e Inclinada, Elementos Protuberantes.

Abstract

ROCHA, *André Damiani*, *Natural Convection in Vertical and Arbitrary Inclined Plate with Protruding Heated Element*, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, 2005, 85p.

In the present work, cooling with natural convection of a plate, disposed in an infinite middle, containing protruding heated elements and distributed evenly on one of the walls of the plate it is analyzed experimentally about the condition of uniform heating. The opposite wall of the test plate is considered isolated using a guard heater that possesses the same dimensions that the test plate. Experimental tests are performed in a apparatus containing fiberglass plates with protruding, square section, aluminum elements. The test plate is positioned in a structure of iron that was projected to allow the angular variation of the plate. The conduction heat transfer through the plate and radiation heat transfer among the surfaces of the protruding were considered. Tests were accomplished varying the power between 30 and 70W for an angular variation between 0° and 60° starting from the vertical position. The investigation shows that it is possible to evaluate Nusselt number as a function of the modified Rayleigh number for inclined and protruding plate through an only correlation, since to component of the gravitational acceleration parallel to the plate it is used in the calculation of the modified Rayleigh number.

Keywords: Natural Convection, Vertical and Inclined Plate, Protruding Elements.

Sumário

Lista de Figuras.....	xi
Lista de Tabelas.....	xiv
Nomenclaturas.....	xv
Capítulo 1 – Introdução.....	1
Capítulo 2 – Revisão da Literatura	
2.1 – Introdução.....	4
2.2 – Convecção Natural em Placa Vertical Lisa.....	4
2.3 – Convecção Natural em Placa Vertical Lisa e Inclinada.....	5
2.4 – Convecção Natural em Placa Vertical com Elementos Aquecidos Protuberantes.....	7
2.5 – Conclusão.....	8
Capítulo 3 – Montagem Experimental	
3.1 – Introdução.....	9
3.2 – Montagem Experimental.....	9
3.2.1 – Protuberâncias.....	9
3.2.2 – Aquecedor de Proteção.....	12
3.2.3 – Conjunto Experimental.....	14
3.3 – Confecção, Aferição e Colagem dos Termopares.....	17
3.4 – Posicionamento dos Termopares.....	18
3.5 – Procedimentos da Análise Experimental.....	21

Capítulo 4 – Redução de Dados e Análise de Incertezas

4.1 – Introdução.....	23
4.2 – Equação de Redução de Dados.....	23
4.3 – Estimativa da Perda de Calor por Radiação.....	25
4.4 – Estimativa da Perda de Calor por Condução.....	27
4.5 – Auxílio Computacional.....	33
4.6 – Análise de Incertezas.....	36
4.6.1 – Incerteza das Medidas de Temperatura.....	36
4.6.2 – Incerteza das Medidas Indiretas.....	39

Capítulo 5 – Resultados e discussões

5.1 – Introdução.....	44
5.2 – Resultado de Sobretemperatura nas Protuberâncias.....	45
5.2.1 – Resultados por Potência Dissipada.....	45
5.2.2 – Resultados por Inclinação da Placa.....	49
5.3 – Resultados de Sobretemperatura na Placa.....	51
5.4 – Resultados da Perda de Calor por Radiação.....	54
5.5 – Resultados da Perda de Calor por Condução.....	58
5.6 – Comparação entre os Mecanismos de Transferência de Calor.....	61
5.7 – Coeficiente Local de Transferência de Calor nas Protuberâncias.....	62
5.8 – Correlação para o Número de Nusselt.....	66

Capítulo 6 – Conclusão.....

Referências Bibliográficas.....

Apêndice A – Descrição e Aplicação do Método das Radiosidades

A.1 – Descrição do Método das Radiosidades.....	77
A.2 – Aplicação do Método das Radiosidades.....	79

Lista de Figuras

Capítulo 3

3.1 – Esquema do elemento protuberante de alumínio de seção quadrada.....	10
3.2 – Foto da placa com os elementos protuberantes.....	10
3.3 – Esquema da ligação das resistências.....	11
3.4 – Foto da ligação das resistências.....	11
3.5 – Ligação das resistências do Aquecedor de Proteção.....	12
3.6 – Face aquecida: (a) Posição vertical; (b) Inclinação arbitrária.....	13
3.7 – Isolamento na parte frontal do Aquecedor de Proteção.....	14
3.8 – Esquema da Montagem Experimental.....	15
3.9 – Foto da Montagem Experimental.....	16
3.10 – Pedestal de ferro – suporte ao conjunto experimental.....	17
3.11 – Pontos de aferição de um termopar.....	18
3.12 – Posicionamento dos termopares na superfície frontal da placa de teste: (a) Vista frontal; (b) Vista lateral.....	19
3.13 – Termopares instalados na parte oposta da placa de teste.....	19
3.14 – Posicionamento dos termopares utilizados para o controle da condição de isolamento térmico.....	20
3.15 – Perfil de temperatura tomado em um termopar instalado na quinta Protuberância.....	22

Capítulo 4

4.1 – Balanço de energia em uma protuberância.....	24
4.2 – Cavidade para a estimativa da troca de calor por radiação.....	25

4.3 – Cavidade formada por quatro superfícies: A, C, P e SI.....	26
4.4 – Troca de calor por condução – modelo por aletas.....	27
4.5 – Esquema da condução em uma das extremidades da placa.....	30
4.6 – Tela de dados de entrada do programa PRDCN.....	34
4.7 – Tela geometria do programa PRDCN.....	34
4.8 – Tela de propriedades do programa PRDCN.....	35
4.9 – Tela de incertezas do programa PRDCN.....	35
4.10 – Tela de dados de saída do programa PRDCN.....	36
4.11 – Aferição dos termopares.....	37
4.12 – Diagrama computacional utilizado no cálculo da incerteza do coeficiente de transferência de calor.....	43

Capítulo 5

5.1 – Perfis de sobretemperatura para 30W de potência.....	45
5.2 – Perfis de sobretemperatura para 40W de potência.....	46
5.3 – Perfis de sobretemperatura para 50W de potência.....	46
5.4 – Perfis de sobretemperatura para 60W de potência.....	47
5.5 – Perfis de sobretemperatura para 70W de potência.....	47
5.6 – Perfis de sobretemperatura – 0°.....	49
5.7 – Perfis de sobretemperatura – 30° de Inclinação;.....	50
5.8 – Perfis de sobretemperatura – 45° de Inclinação.....	50
5.9 – Perfis de sobretemperatura – 60° de Inclinação.....	51
5.10 – Perfis de sobretemperatura na placa para 30W de potência.....	52
5.11 – Perfis de sobretemperatura na placa para 40W de potência.....	52
5.12 – Perfis de sobretemperatura na placa para 50W de potência.....	53
5.13 – Perfis de sobretemperatura na placa para 60W de potência.....	53
5.14 – Perfis de sobretemperatura na placa para 70W de potência.....	54
5.15 – Perda de calor por radiação - 30W de Potência.....	55
5.16 – Perda de calor por radiação - 50W de Potência.....	55
5.17 – Perda de calor por radiação - 70W de Potência.....	56
5.18 – Perda de calor por radiação em cada protuberância -	

Superfícies Inferior, Superior e Frontal.....	57
5.19 – Perda de calor por condução - 30W de Potência.....	58
5.20 – Perda de calor por condução - 50W de Potência.....	58
5.21 – Perda de calor por condução - 70W de Potência.....	59
5.22 – Diagrama de gradiente de temperatura entre as protuberâncias e a placa.....	60
5.23 – Coeficiente de transferência de calor nas aletas.....	60
5.24 – Comparação entre as perdas de calor - Potência de 30W e 60° de Inclinação.....	61
5.25 – Comparação entre as perdas de calor - Potência de 70W e 60° de Inclinação.....	61
5.26 – Diagrama das perdas de calor.....	62
5.27 – Coeficiente de transferência de calor local - Potência de 30W.....	63
5.28 – Coeficiente de transferência de calor local - Potência de 40W.....	63
5.29 – Coeficiente de transferência de calor local - Potência de 50W.....	64
5.30 – Coeficiente de transferência de calor local - Potência de 60W.....	64
5.31 – Coeficiente de transferência de calor local - Potência de 70W.....	65
5.32 – Esquema da placa de teste - ângulo de inclinação à partir da posição vertical.....	66
5.33 – $Nu \times Ra$ para todos os dados experimentais.....	68
5.34 – Comparação entre Nusselt experimental e a correlação proposta.....	70
5.35 – Comparação entre as leis de potência.....	71

Apêndice

A.1 – Radiosidade de uma superfície.....	77
A.2 – Esquema das cavidades.....	80
A.3 – Detalhes das cavidades: (a) Cavidade inferior; (b) Cavidade superior.....	82
A.4 – Troca de calor por radiação na superfície frontal da protuberância.....	85

Lista de Tabelas

4.1 - Máxima incerteza relativa.....	39
4.2 - Incertezas relativas das grandezas da equação 4.26 em percentagem.....	41
4.3 - Máxima incerteza relativa do coeficiente de transferência de calor - h.....	42

Nomenclaturas

Letras Latinas

A_E	área de troca de calor do elemento protuberante	$[\text{m}^2]$
A_{SR}	área da seção reta da aleta	$[\text{m}^2]$
C	constante	
e	espaço entre as placas, largura da placa de isopor	$[\text{m}]$
g	aceleração da gravidade	$[\text{m}/\text{s}^2]$
h_E	coeficiente local de transferência de calor	$[\text{W}/\text{m}^2.\text{K}]$
h_a^+	coeficiente de transferência de calor na aleta à jusante da protuberância	$[\text{W}/\text{m}^2.\text{K}]$
h_a^-	coeficiente de transferência de calor na aleta à montante da protuberância	$[\text{W}/\text{m}^2.\text{K}]$
J	radiosidade	$[\text{W}/\text{m}]$
k	condutividade térmica da placa	$[\text{W}/\text{m}.\text{K}]$
k_f	condutividade térmica do fluido	$[\text{W}/\text{m}.\text{K}]$
P	perímetro da aleta	$[\text{m}]$
Pr	número de Prandtl	
Q	potência total dissipada na placa	$[\text{W}]$
Q_E	potência dissipada em cada protuberância por metro de comprimento	$[\text{W}/\text{m}]$
Q_C	taxa de perda de calor por condução	$[\text{W}/\text{m}]$
Q_R	taxa de perda de calor por radiação	$[\text{W}/\text{m}]$
Q_{RC}	é a taxa de perda de calor por radiação na superfície C	$[\text{W}/\text{m}]$
Q_{RA}	é a taxa de perda de calor por radiação na superfície A	$[\text{W}/\text{m}]$
Q_{RF}	é a taxa de perda de calor por radiação na superfície F	$[\text{W}/\text{m}]$

Q_{CN}	taxa de perda de calor por convecção natural	[W/m]
q_i^+	é a taxa de troca de calor por condução à jusante de uma protuberância	[W/m]
q_i^-	é a taxa de troca de calor por condução à montante de uma protuberância	[W/m]
t	distribuição de Student	
T_E	temperatura do elemento protuberante	[°C]
T_∞	temperatura ambiente	[°C]
T_b	temperatura na base da aleta	[°C]
T_d	temperatura na extremidade da aleta	[°C]
T_{Bulbo}	temperatura em um termômetro de bulbo	[°C]
T_{Max}	máxima temperatura entre as protuberâncias	[°C]
V	tensão	[Volt]
R	resistência elétrica	[Ω]
T_p	temperatura na placa	[°C]
Ra_y^*	número de Rayleigh modificado	
y	altura da placa	[m]
L	altura da placa	[m]
Nu_y	número de Nusselt local	

Letras Gregas

β	coeficiente de expansão térmica	[K ⁻¹]
α	difusividade térmica	[m ² /s]
ν	viscosidade cinemática	[m ² /s]
ε	emissividade	
σ_{Est}	desvio padrão relacionada às incertezas estatísticas	
σ_{Af}	desvio padrão relacionada às incertezas da aferição dos termopares	
σ	desvio padrão	

Sobrescritos

- + à jusante
- à montante

Subescritos

- a* aleta
- A* superfície inferior da protuberância
- C* superfície superior da protuberância
- P* superfície da placa
- F* superfície frontal da protuberância
- SI* superfície imaginária
- Est estatístico
- Af aferição
- i* elemento protuberante *i*
- CN* convecção natural

Siglas

PRDCN – Programa de Redução de Dados em Convecção Natural

Capítulo 1

Introdução

O fenômeno da convecção natural que ocorre em placas verticais e horizontais, gerado por forças de empuxo no fluido adjacente, tem sido objeto de pesquisa nas últimas décadas. O interesse surgiu da necessidade de se conhecer o comportamento de vários sistemas desse tipo, em diversas áreas, como em telecomunicações e na indústria eletrônica. Em busca da inovação tecnológica, os estudos da transferência de calor têm-se multiplicado nos últimos anos na área de controle térmico de equipamentos eletrônicos, onde a tendência é a miniaturização dos sistemas eletrônicos e aumento da potência dissipada.

Componentes eletrônicos dispersos em uma placa de circuito impresso, por exemplo, podem ter sua operação afetada devido à sua temperatura. Dependendo das condições de funcionamento do componente, observam-se fadigas de operação, que podem afetar a confiabilidade desses componentes. O projeto térmico de equipamentos eletrônicos deve garantir que a temperatura dos componentes será mantida abaixo de um limite crítico de operação. O parâmetro chave do projeto térmico é a taxa de dissipação de calor dos componentes, sendo assim, é de suma importância o controle da temperatura desses componentes, de modo a garantir seu correto funcionamento. Embora a energia total gerada por um único circuito integrado seja normalmente pequena, a área de superfície dos dispositivos também é pequena, o que induz um fluxo de calor muito alto.

Os mecanismos que envolvem a transferência de calor são: condução, convecção forçada ou natural e a radiação. O mecanismo de transferência de calor por convecção natural é considerado o mais conveniente desde que sua utilização seja possível. A principal vantagem na utilização desse mecanismo é a confiabilidade quanto ao processo, pois é um processo natural de remoção de calor e não necessita de manutenção reduzindo custos. Esse mecanismo é grandemente utilizado na remoção de calor em equipamentos eletrônicos que operam com baixas taxas de geração de calor.

Na literatura existem trabalhos desenvolvidos no estudo do resfriamento, por convecção natural, de uma placa vertical lisa disposta em um meio infinito. Outros trabalhos foram encontrados onde o comportamento térmico de uma placa, de superfície lisa, com um determinado ângulo de inclinação foi analisado. Muitos trabalhos estão sendo desenvolvidos envolvendo a troca de calor por convecção natural de uma placa vertical contendo elementos protuberantes. Assim, uma grande quantidade de estudos experimentais e numéricos, envolvendo os arranjos acima mencionados, foram encontrados na literatura.

Na literatura, porém, não foram encontrados estudos envolvendo a convecção natural em placa inclinada contendo elementos protuberantes. Dessa forma, os objetivos do presente trabalho são:

1. Analisar experimentalmente o comportamento térmico;
2. Analisar o efeito da inclinação da placa no coeficiente de transferência de calor;
3. Verificar se é possível avaliar o número de Nusselt em função do número de Rayleigh modificado para placa protuberante e inclinada através de uma única correlação, utilizando a componente da aceleração gravitacional paralela à placa no cálculo do número de Rayleigh modificado.

A dissertação foi organizada em capítulos sendo que, além deste capítulo, que é introdutório, no capítulo 2, é apresentada uma revisão de estudos sobre convecção natural em placa vertical e inclinada, lisa ou contendo elementos protuberantes. No capítulo 3 é apresentada a montagem do aparato experimental, descrevendo os elementos utilizados na montagem bem como os instrumentos utilizados. No capítulo 4 é apresentada a equação de redução de dados, os métodos utilizados para a determinação das taxas de troca de calor por condução e por radiação. Nesse capítulo ainda é apresentada a incerteza no cálculo do coeficiente de transferência de calor. Os resultados obtidos experimentalmente e cálculos complementares, tais como, número de Nusselt local nas protuberâncias e número de Rayleigh modificado, são apresentados no capítulo 5. Finalmente, a conclusão do trabalho é descrita no capítulo 6.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

2.1 - Introdução

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica sobre a transferência de calor por convecção natural em placas verticais e inclinadas, lisas e contendo elementos protuberantes aquecidos. Com objetivo de enfatizar a atual proposta de trabalho, as seções seguintes mostram a evolução dos estudos nessa área.

2.2 - Convecção Natural em Placa Vertical Lisa

Ostrach (1952) analisou teoricamente a troca de calor por convecção natural em escoamento laminar em uma placa lisa, sobre a hipótese de que a diferença de temperatura relativa é pequena. Variando o número de Prandtl entre 0,01 e 1000, Ostrach concluiu que o número de Grashof foi o principal fator para determinar o tipo de escoamento e que para maiores números de Grashof o escoamento se dava na camada limite laminar. Comparando seus resultados com resultados experimentais obtidos para o ar, verificou-se uma boa concordância entre eles.

Sparrow e Gregg (1956) obtiveram uma solução exata das equações de conservação para a camada limite laminar com convecção natural em uma placa lisa e vertical com fluxo de calor uniforme, variando o número de Prandtl entre 0,1 e 100 e, posteriormente, extrapolando para 0,01. A distribuição de temperatura bem como o número de Nusselt foram derivados e

comparados com resultados obtidos pelo método de von Kármán-Pohlhausen e também com dados experimentais obtidos por Dotson (1954) apresentando uma boa concordância. Verificou-se também boa concordância entre a solução exata e os dados experimentais obtidos por Dotson.

Sparrow e Greeg (1958) desenvolveram um estudo para encontrar uma solução de similaridade para o problema da convecção natural em uma placa lisa vertical não isotérmica considerando duas diferentes formas de avaliar a temperatura na placa. A primeira como sendo $T_w - T_\infty = Nx^n$ e a segunda como sendo $T_w - T_\infty = Me^{mx}$ sendo M e N constantes. Eles concluíram que não é possível obter uma solução de similaridade para a convecção natural devido o acoplamento das equações do momento e da energia.

Vliet e Liu (1969) desenvolveram um estudo experimental da convecção natural em escoamento laminar, na região de transição do escoamento e escoamento turbulento em uma placa lisa vertical, com fluxo de calor constante, imersa em um tanque contendo água. Para o escoamento laminar, os dados obtidos estavam de acordo com estudos empíricos que apontavam a relação do número de Nusslet em função do número de Rayleigh elevado a potência de $\frac{1}{4}$. A transição foi observada para Rayleigh modificado entre 3×10^{12} e 4×10^{13} e o escoamento turbulento para número de Rayleigh modificado entre 2×10^{13} e 10^{16} . Para todos os regimes de escoamento eles propuseram correlações para avaliar o coeficiente de transferência de calor.

Churchill e Chu (1975) desenvolveram uma correlação de número de Nusselt para uma placa lisa vertical válida para toda a faixa de número de Rayleigh e também de Prandtl, tanto para a condição de fluxo de calor uniforme quanto para temperatura uniforme na placa. A correlação foi desenvolvida com base na solução teórica obtida para a camada limite laminar. Foram propostas correlações para regime laminar e placa isotérmica e, também, para escoamento turbulento e placa com fluxo de calor uniforme.

2.3 - Convecção Natural em Placa Lisa e Inclinada

O primeiro trabalho sobre convecção natural em placa lisa e inclinada foi o estudo experimental de Rich (1953) sobre uma placa plana submetida a diferentes ângulos de inclinação

a partir da posição vertical, com um dos lados aquecidos, e resfriada pelo ar. Rich concluiu que para escoamento laminar e bidimensional, o coeficiente de transferência de calor em placas inclinadas pode ser determinado substituindo a aceleração da gravidade por sua componente paralela à placa no cálculo do número de Rayleigh.

Vliet (1969) fez trabalho mais abrangente quando estudou experimentalmente a convecção natural em uma placa lisa e inclinada com fluxo de calor constante, nas situações de escoamento laminar, de transição e escoamento turbulento. A placa estudada foi imersa em um tanque com água e, posteriormente, ar, variando o ângulo de inclinação de 30 a 85° graus a partir da posição horizontal. Para a condição de escoamento laminar, os dados obtidos concordaram com os resultados obtidos por Rich. Na região de transição, Vliet conclui que o número de Nusselt é fortemente afetado pela inclinação placa quando comparado com a posição vertical, reduzindo-se seus valores consideravelmente a partir de 30° graus de inclinação. Para o escoamento turbulento, verificou-se a necessidade de ajuste na correlação do número de Nusselt, para a obtenção de bons resultados.

Lloyd e Sparrow (1969) desenvolveram um estudo experimental para estabelecer a relação entre a natureza da instabilidade do escoamento e o ângulo de inclinação de uma placa a partir da posição vertical. A relação foi observada para ângulos de -10° a 60°. Verificou-se que a instabilidade é caracterizada por vórtices longitudinais para ângulos de inclinação maiores que 20°, enquanto que ondas caracterizam a instabilidade para ângulos menores que 10°. Entre os ângulos 10° e 20° uma verificação mais cuidadosa foi executada de forma a avaliar a interação entre as instabilidades. Iniciando em 20° e diminuindo o ângulo de inclinação da placa, primeiro foi observado a presença intermitente de ondas a partir de 17° de inclinação da placa e que coexistem com vórtices longitudinais. Com a diminuição do ângulo de inclinação da placa, as ondas ficam mais fortes enquanto que os vórtices tendem a perder a força. Abaixo de 14° de inclinação da placa, os vórtices não são mais observados. A faixa de transição dentro da qual a característica da instabilidade muda continuamente a partir de ondas para vórtices longitudinais foi então verificada entre 14° e 17° de inclinação da placa.

Fujii e Imura (1972) desenvolveram um estudo experimental da convecção natural usando duas placas de diferentes dimensões, com inclinação arbitrária. Com o escoamento próximo a

bidimensional, eles verificaram que o coeficiente de transferência de calor em placas inclinadas pode ser determinado substituindo a aceleração da gravidade por sua componente paralela à placa no cálculo do número de Rayleigh, concordando com os resultados obtidos por Rich (1953). Eles verificaram ainda que para a placa inclinada com a face aquecida para cima, quanto maior o ângulo de inclinação menor o número de Rayleigh de transição do escoamento. Para o maior ângulo de inclinação, o número de Nusselt na região turbulenta está de acordo com o da placa horizontal com a face aquecida para cima. A mudança na forma do escoamento explica a variação do coeficiente de transferência de calor com a inclinação da placa.

Com o objetivo de melhor compreender a natureza da instabilidade do escoamento, Hussain e Gebhart (1978) desenvolveram um estudo experimental da convecção natural em uma placa inclinada com fluxo de calor uniforme, onde água foi utilizada como fluido, observando com mais detalhe a camada limite do escoamento. Os resultados mostraram a criação de vórtices longitudinais e variação transversal de temperatura que modificam a distribuição de temperatura, variando-a na superfície da placa. A variação transversal de temperatura é quase periódica na parte inferior e aumenta na parte superior da placa.

2.4 Convecção Natural em Placa Vertical com Elementos Protuberantes

Ortega e Moffat (1985) estudaram experimentalmente a convecção natural, em regime laminar, sobre um conjunto de dez fileiras de protuberâncias cúbicas e aquecidas, igualmente espaçadas e instaladas sobre uma placa isolada disposta na posição vertical para dois casos: o primeiro contendo uma placa secundária paralela a principal e o segundo sem a placa paralela. Em ambos os casos o fluido de resfriamento foi o ar. Para o caso onde a placa oposta não existe, verificaram que o coeficiente de transferência de calor varia muito pouco na direção do escoamento tendendo a ficar constante a partir da quarta fileira de protuberâncias. Eles verificaram ainda, características semelhantes aos estudos realizados para a placa vertical lisa em regime turbulento, mesmo para baixos números de Rayleigh, indicando que, embora o escoamento seja laminar, as protuberâncias aquecidas instaladas sobre a placa vertical lisa introduzem perturbações no escoamento através de turbilhões produzidos na parte oposta de cada protuberância.

H. Y. Wang et al. (1997) investigaram numericamente a convecção natural ao longo de uma placa de circuito integrado, disposta na posição vertical, contendo cinco elementos bidimensionais discretos e aquecidos, onde o ar foi fluido de resfriamento. Investigaram numericamente casos onde os elementos tinham alturas diferentes e caso onde os elementos tinham a mesma altura, porém não uniformemente distribuídos sobre a placa. Para o caso onde os elementos tinham a mesma altura e foram distribuídos uniformemente sobre a placa, verificaram que a diferença de temperatura entre os elementos tende a diminuir no sentido do escoamento, tendendo a ficar constante a partir do terceiro elemento.

Silva et al. (2003) aplicaram um método para descobrir a distribuição ótima das fontes de calor discretas, resfriadas por convecção natural e em regime laminar, em uma placa vertical. O objetivo foi maximizar a condutância global entre a parede da placa e o fluido, ou minimizar os pontos quentes de temperatura quando a taxa geração total de calor e a dimensão global do sistema são especificadas. Dois casos foram investigado, o primeiro considerando um grande número de fontes de calor sobre uma das paredes de uma placa vertical e o segundo um pequeno número de fontes de calor sobre um lado da placa de uma cavidade bidimensional. Foi verificado que a distribuição ótima reflete em uma distribuição não uniforme das fontes de calor em uma das paredes da placa.

2.5 – Conclusão

Existem na literatura trabalhos sobre transferência de calor por convecção natural em placa lisa vertical, placa lisa inclinada e placa vertical contendo elementos protuberantes. Porém, não foram encontrados trabalhos onde, a convecção natural em placa inclinada e contendo elementos protuberantes, foi analisada. O presente trabalho analisa experimentalmente a convecção natural em uma placa sob a condição de aquecimento uniforme, em diferentes ângulos de inclinação, contendo elementos protuberantes. O coeficiente de transferência de calor é obtido experimentalmente e uma correlação de número de Nusselt em função do número de Rayleigh modificado é proposta para estimar o coeficiente de transferência de calor em placa inclinada contendo elementos protuberantes.

Capítulo 3

Montagem Experimental

3.1 - Introdução

Neste capítulo serão descritos os procedimentos utilizados na montagem do aparato experimental e os testes realizados. Primeiramente é descrito a montagem das protuberâncias, do aquecedor de proteção e a montagem final de todo aparato experimental. Em seguida são descritos os procedimentos de calibração dos termopares e a posição onde foram instalados. Finalmente são descritos os procedimentos da análise experimental utilizada para todos os experimentos realizados no presente trabalho.

3.2 - Montagem Experimental

3.2.1 – Protuberâncias

A montagem das barras de alumínio foi efetuada por Avelar (2001). Para criar elementos protuberantes, foram utilizados barras de alumínio com 12,2x6,125mm de seção transversal e 340mm de comprimento. O alumínio foi escolhido por se tratar de um material de alta condutividade térmica, leve e fácil usinagem. Cada barra foi dividida ao longo do seu comprimento onde foi feita uma ranhura e alojado um fio de resistência de liga de níquel cromo de 10 Ω e 0,3mm de diâmetro, capaz de resistir até 1000°C. o fio de resistência é envolvido por fibra de vidro com 2,5mm de diâmetro externo, capaz de resistir até 200°C. A seguir as barras foram juntadas face a face e coladas com uma mistura de cola araldite e óxido de zinco. Este óxido foi adicionado à cola com o objetivo de aumentar sua condutividade térmica. A Figura 3.1 mostra um esquema da barra de alumínio.

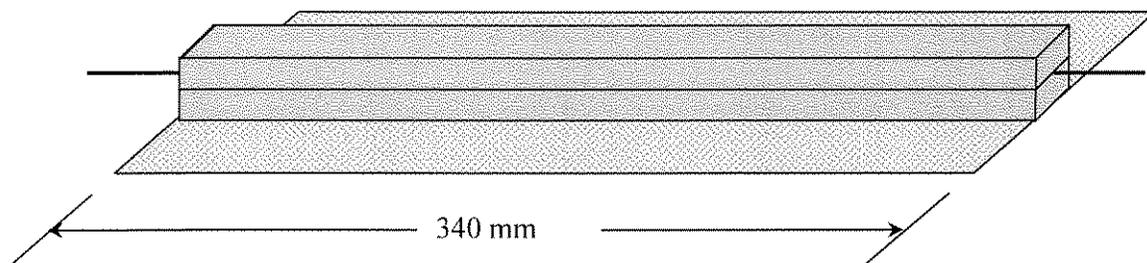


Figura 3.1: Esquema do elemento protuberante de alumínio de seção quadrada.

Finalmente, os elementos protuberantes foram parafusados à placa de teste com o objetivo de minimizar a resistência de contato entre a placa e os elementos protuberantes. Antes de serem parafusados à placa, a superfície inferior de cada elemento protuberante recebeu uma fina camada de pasta térmica com óxido de zinco, visando minimizar ainda mais a resistência de contato entre a protuberância e a placa. Os elementos protuberantes foram polidos utilizando lixas d'água e pasta de diamante com objetivo de reduzir a emissividade térmica das barras de alumínio.

Dessa forma, os elementos protuberantes foram fixados em uma das paredes da placa de teste que possui uma área superficial de 365x340mm e 1,6mm de espessura. A Figura 3.2 exibe a foto da placa de teste contendo elementos protuberantes.

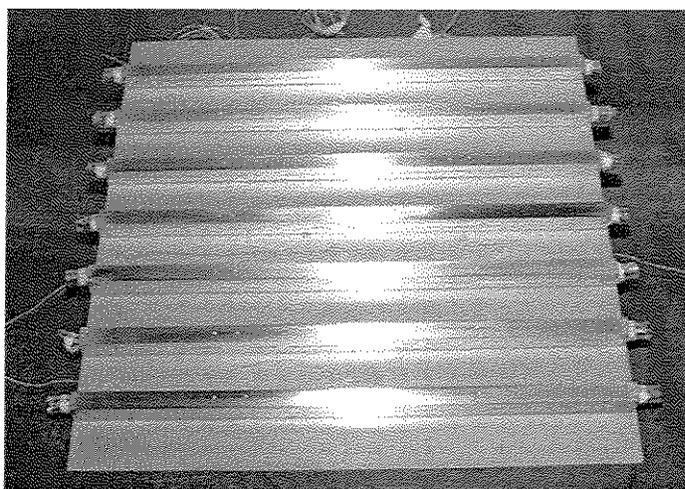


Figura 3.2: Foto da placa contendo elementos protuberantes.

Com intuito de realizar testes com aquecimento uniforme da placa de teste, os sete fios de resistência das barras de alumínio foram conectados em série, formando assim uma resistência de 70Ω e, por fim, ligados a uma fonte elétrica. Na Figura 3.3 está representada a associação em série das resistências e a Figura 3.4 mostra uma foto da placa de teste com associação em série das resistências.

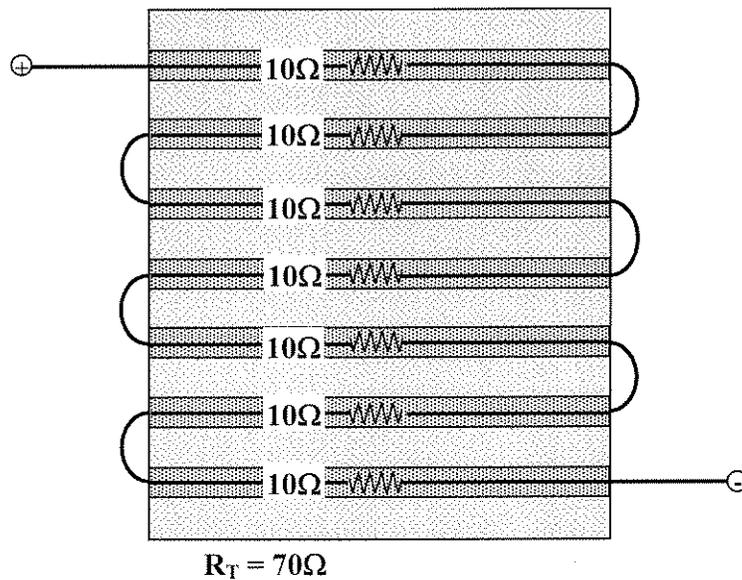


Figura 3.3: Esquema da ligação das resistências.

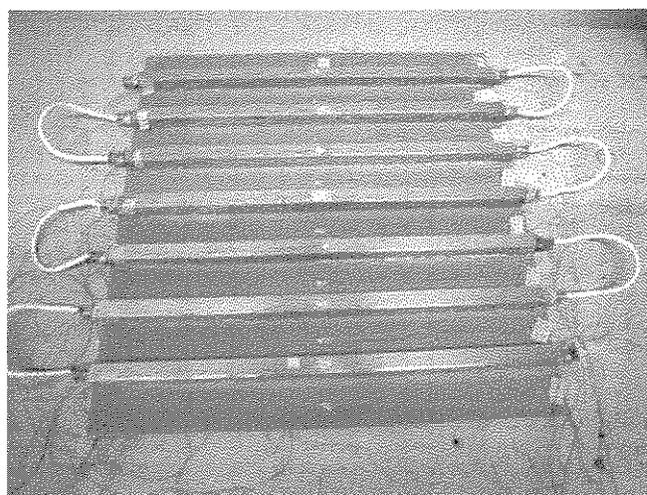


Figura 3.4: Foto da ligação das resistências.

3.2.2 - Aquecedor de Proteção

Com objetivo de minimizar a perda de calor através da superfície oposta da placa de teste, uma outra placa contendo sete elementos protuberantes, com as mesmas dimensões da placa de teste, foi utilizada. Essa placa é conhecida como aquecedor de proteção e é uma forma de isolamento muito utilizada e eficiente podendo ser encontrada na literatura em estudos experimentais.

Como se espera que a temperatura na parte superior da placa seja mais elevada devido à ascensão do fluido aquecido e também devido à condução de calor na placa, cada elemento protuberante do aquecedor de proteção foi diretamente ligado a uma fonte elétrica independente, permitindo assim o controle da temperatura em cada elemento protuberante. A Figura 3.5 apresenta um esquema da ligação das resistências do aquecedor de proteção.

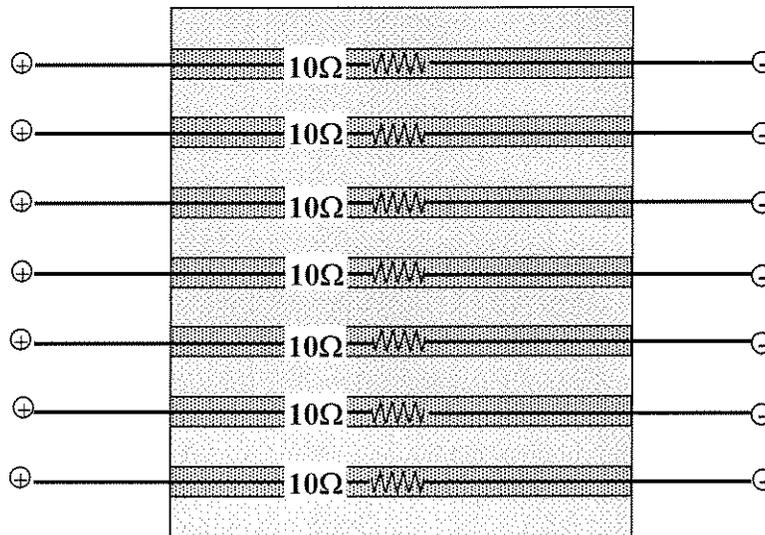


Figura 3.5: Ligação das resistências do Aquecedor de Proteção.

O aquecedor de proteção foi fixado simetricamente à placa de teste e uma placa de isopor com espessura de 20mm foi colocada entre as duas placas de forma a maximizar o isolamento térmico.

O isolamento térmico da superfície oposta da placa de teste ocorre a partir de ajustes sucessivos de potência em cada elemento protuberante do aquecedor de proteção. Os ajustes são realizados até garantir que a diferença de temperatura entre os elementos protuberantes simétricos seja a menor possível.

As protuberâncias do aquecedor de proteção não dissipam a mesma potência. Para cada teste realizado a uma determinada potência, a potência de cada protuberância do aquecedor de proteção era ajustada. Para a placa de teste dissipando 70W de potência (cada protuberância dissipando 10W), por exemplo, a potência da primeira protuberância do aquecedor de proteção foi de aproximadamente 2,5W. Para esse mesmo teste, a potência da sétima protuberância (última protuberância) foi de aproximadamente 3,5W. Esse ajuste foi necessário de forma a garantir o máximo isolamento possível da superfície oposta da placa de teste. Para esse mesmo teste, a perda de calor por condução na direção transversal 0,3% da potência de cada protuberância da placa de teste.

Com as placas na posição vertical, como mostrado na Figura 3.6, a simetria dos escoamentos nas duas placas é facilmente verificada (Figura 3.6a). Já para a placa com uma inclinação maior do que zero graus a partir da posição vertical, o escoamento na placa de teste é diferente do escoamento no aquecedor de proteção, devido ao fato de que superfície aquecida da placa de teste estar voltada para abaixo e a superfície aquecida do aquecedor de proteção voltada para cima (Figura 3.6b).

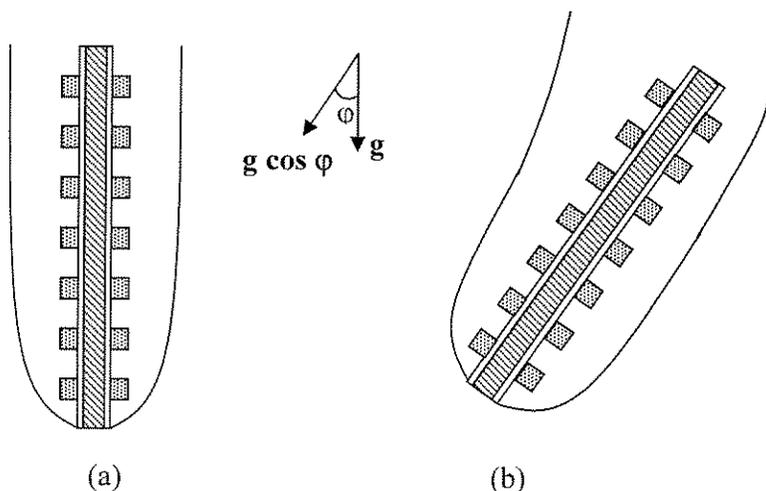


Figura 3.6: Face Aquecida: (a) Posição vertical; (b) Inclinação arbitrária.

Quando a superfície aquecida está voltada para cima, o escoamento se descola da placa tendendo a se separar da parede. Quando a superfície aquecida está voltada para baixo, ocorre o efeito oposto, ou seja, a camada limite tende a aproximar da região de saída da placa. Dessa forma, o padrão de escoamento do aquecedor de proteção é diferente do padrão de escoamento da placa de teste para ângulos maiores do que zero.

Com objetivo de impedir que o escoamento da placa de teste fosse influenciado pelo escoamento de padrão diferente da placa do aquecedor de proteção, toda a superfície frontal do aquecedor de proteção foi isolada com placas de isopor, de forma que irá perder calor somente em sua superfície oposta. A Figura 3.7 mostra as placas e o isolamento.

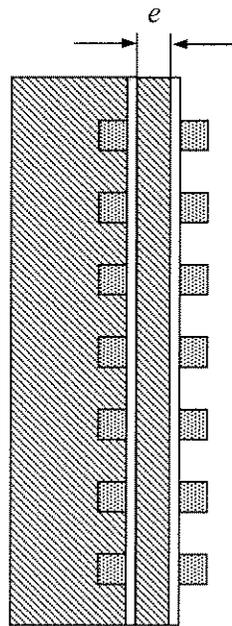


Figura 3.7: Isolamento na parte frontal do Aquecedor de Proteção.

3.2.3 - Conjunto Experimental

A placa de teste foi fixada por quatro parafusos, nos quatro cantos da placa, à parte frontal da estrutura de madeira, enquanto que o aquecedor de proteção foi fixado no interior da estrutura de madeira. Duas placas de acrílico de 365mm de comprimento foram fixadas uma e cada lateral

da placa de teste com o objetivo de impedir o escoamento pelas laterais da placa de teste e de induzir um escoamento próximo do bidimensional.

Na estrutura de madeira foram feitos dois cortes de forma que o aquecedor de proteção pudesse ser posicionado e fixado simetricamente à placa de teste. As Figuras 3.8 e 3.9 apresentam o esquema e a foto do conjunto experimental.

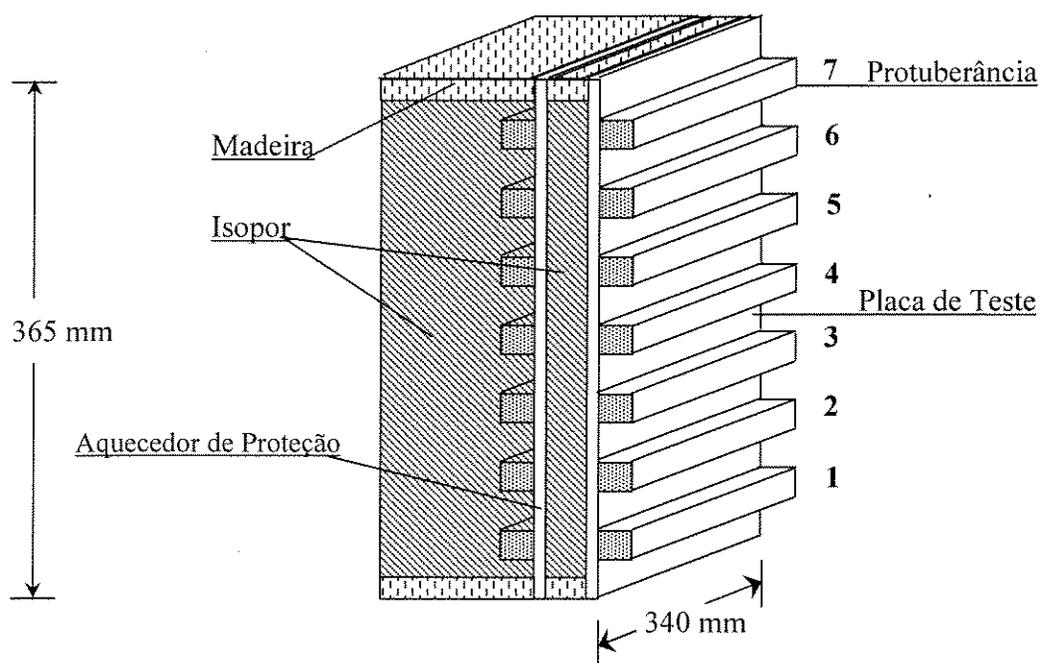


Figura 3.8: Esquema da montagem experimental.

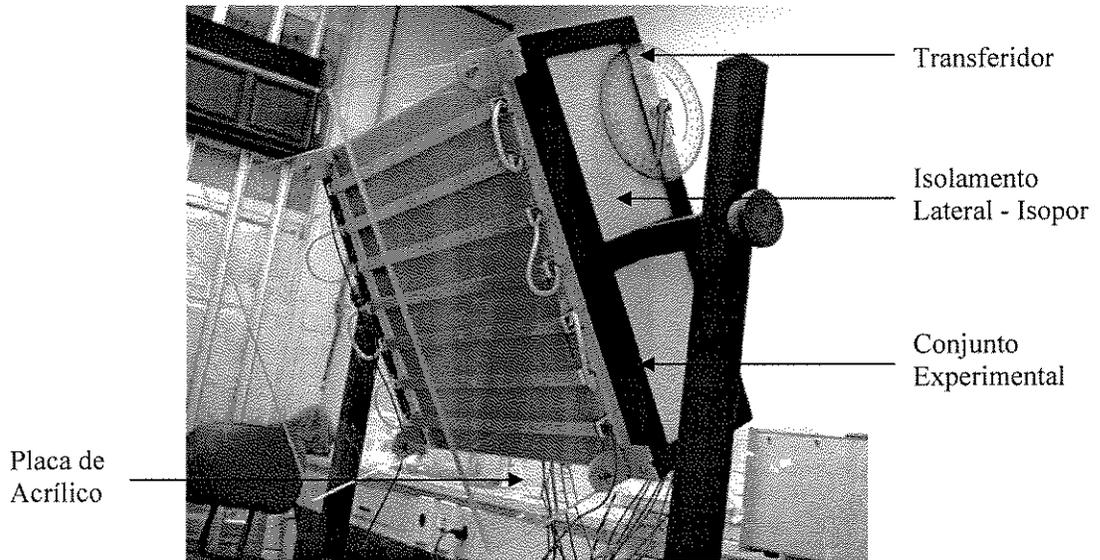


Figura 3.9: Foto da montagem experimental.

As bordas laterais do conjunto experimental foram fechadas para impedir o escoamento de ar nessas regiões e assim impedir que, tanto a placa de teste quanto o aquecedor de proteção, fossem influenciados por esse escoamento.

Com o objetivo de executar testes experimentais com a placa inclinada, o conjunto experimental foi fixado em uma estrutura de ferro, que possui um eixo no qual foi possível efetuar a inclinação do conjunto. Na estrutura de ferro, foi fixado um transferidor de forma a ajustar o ângulo de inclinação do conjunto experimental.

A estrutura de ferro, por sua vez, está fixada em um pedestal, também de ferro, a uma distância de 1,5m do chão. A Figura 3.10 apresenta uma foto do conjunto experimental fixado no pedestal de ferro.

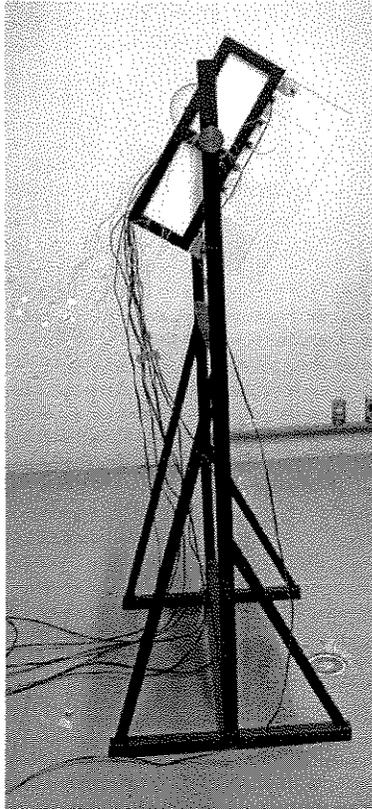


Figura 3.10: Pedestal de ferro – suporte ao conjunto experimental.

As fontes de alimentação elétrica foram colocadas em uma sala e a montagem experimental em outra. Esse cuidado foi tomado para que o calor dissipado pelas fontes não interferisse no experimento. Para evitar a incidência de radiação solar no interior do laboratório, as janelas foram protegidas com papel alumínio.

3.3 - Confecção, Aferição e Colagem dos Termopares

As medidas de temperatura foram realizadas utilizando-se termopares do tipo J, ferro-constantan. A soldagem dos fios de ferro e constantan foi realizada por meio de um arco voltaico em atmosfera de argônio, que visa evitar a oxidação das junções. Após terem suas extremidades soldadas os termopares foram aferidos com relação a um termômetro de bulbo de mercúrio de precisão. O bulbo do termômetro e as junções dos termopares foram imersos em um banho, uma vaso isolado de água quente, e a aferição foi feita pra uma larga faixa de temperaturas, incluindo

todos os valores de temperatura verificados nos testes. Na Figura 3.11 é apresentada a aferição de um dos termopares.

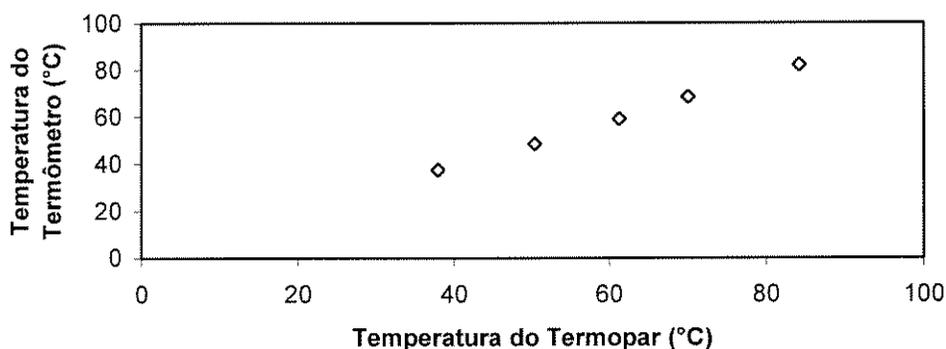


Figura 3.11: Pontos de aferição de um termopar.

Cuidados especiais foram tomados para garantir uma maior confiabilidade das medidas de temperatura de superfície. Nos locais onde se pretendia instalar os termopares, fez-se um pequeno furo na superfície, onde os termopares foram fixados com uma mistura de pasta térmica com cola araldite de secagem rápida. Esse procedimento foi efetuado tanto para os termopares instalados nas protuberâncias quanto para os termopares instalados na placa.

3.4 - Posicionamento dos Termopares

Nas placas utilizadas no experimento, termopares foram instalados na região central das placas e das protuberâncias. Na placa de teste foram instalados vinte e dois termopares. Na parte frontal da placa foram quinze, sendo que sete na superfície superior das protuberâncias e oito na placa. As posições onde os termopares foram instalados na parte frontal da placa de teste estão representadas na Figura 3.12.

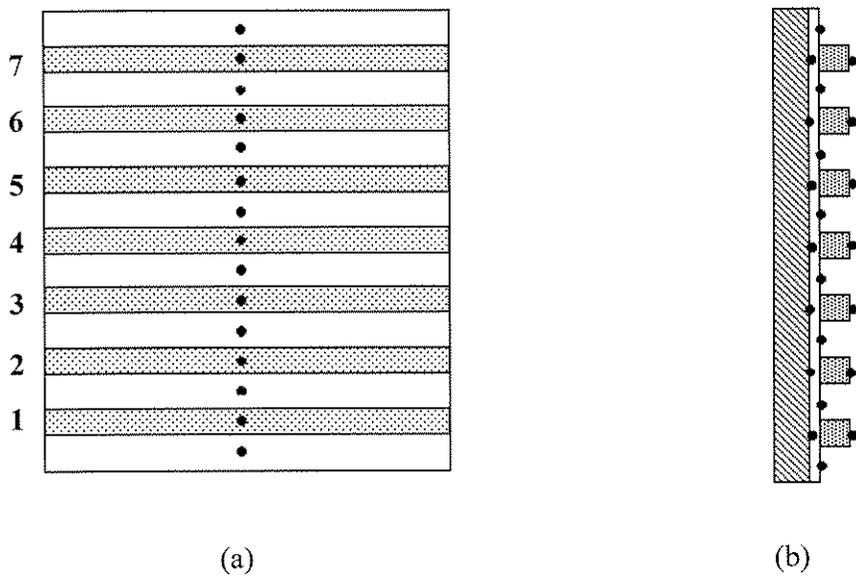


Figura 3.12: Posicionamento dos termopares na superfície frontal da placa de teste. (a) Vista frontal; (b) Vista lateral.

Na parte posterior da placa de teste foram instalados sete termopares com intuito de controlar a temperatura juntamente com a temperatura do aquecedor de proteção. A Figura 3.13 apresenta uma foto da instalação dos termopares na parte oposta da placa de teste.

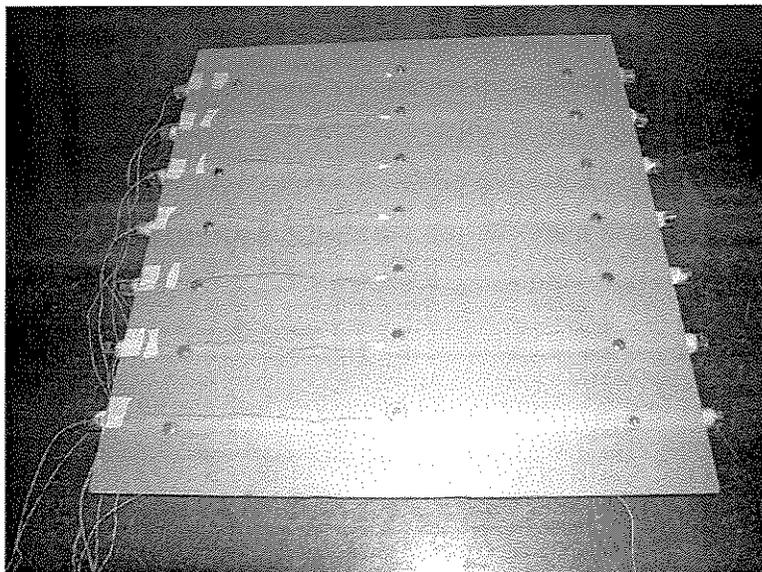


Figura 3.13: Termopares instalados na parte oposta da placa de teste.

No aquecedor de proteção, foram instalados mais sete termopares na parte posterior da placa. A posição onde os termopares foram instalados na parte posterior da placa de teste e no aquecedor de proteção é representada na Figura 3.14.

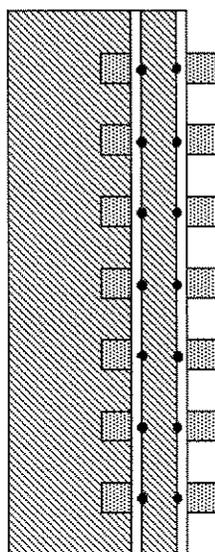


Figura 3.14: Posicionamento dos termopares utilizados para o controle da condição de isolamento térmico.

A uniformidade da temperatura ao longo do comprimento dos elementos foi verificada por Avelar (2001) medindo a temperatura em vários pontos ao longo de um elemento protuberante. Segundo a análise, a máxima variação de temperatura verificada entre os pontos analisados ao longo do elemento protuberante foi de 1% em relação ao maior valor de temperatura medido. Para verificar a resistência de contato, foi também efetuada uma medida entre um termopar instalado na placa de fibra de vidro, sob o elemento protuberante e um termopar instalado na superfície superior do elemento protuberante. A máxima variação de temperatura entre essas posições foi de 1,3% mostrando que a resistência de contato entre a placa e o elemento protuberante é muito pequena.

3.5 – Procedimento da Análise Experimental

Cada teste experimental foi executado seguindo alguns passos de forma a padronizar o número elevado de experimentos que foram realizados. O procedimento utilizado em cada teste experimental é descrito a seguir:

1. Ajuste da inclinação da placa – Face aquecida para baixo;
2. Ajuste da potência que a placa de teste irá dissipar;
3. Ajuste da potência do aquecedor de proteção de forma a reduzir ao máximo a diferença de temperatura entre as placas;
4. Verificar se o regime permanente foi atingido. Se o regime permanente foi atingido, os dados de temperatura são adquiridos. Se ainda não foi atingido, é verificado se há a necessidade de executar o passo anterior.

Esse procedimento foi executado para todos os testes realizados no presente trabalho. Foram realizados testes para potência total dissipada pela placa variando de 30 a 70W, de 10 e 10W e para os ângulos 0° , 30° , 45° e 60° de inclinação da placa a partir da posição vertical.

As medidas de temperatura foram adquiridas após aproximadamente 3h e 50 min. A Figura 3.15 mostra o perfil de temperatura obtido a partir de um termopar instalado na superfície da quinta protuberância da placa de teste. Pode-se observar um tempo relativamente alto para se atingir o regime permanente. Esse tempo elevado é atribuído aos ajustes de potência do aquecedor de proteção e não somente ao tempo que o sistema leva para atingir o regime permanente.

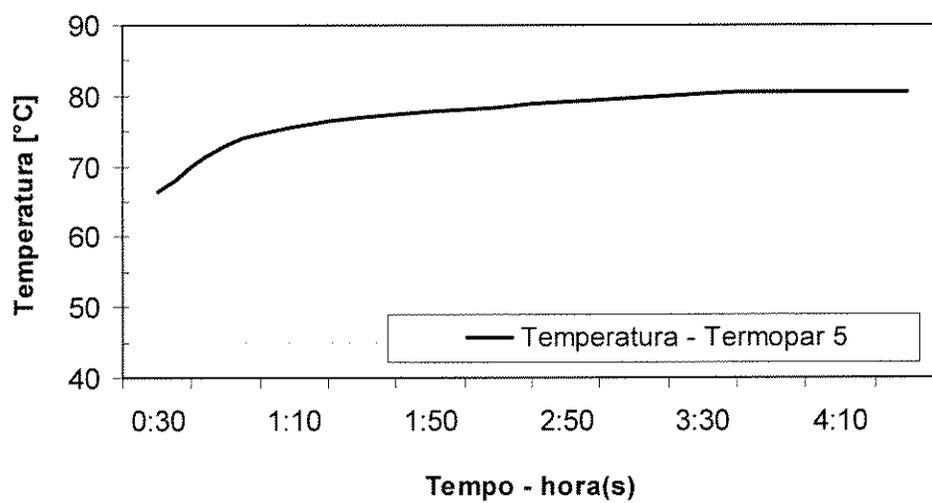


Figura 3.15: Perfil de temperatura tomado em um termopar instalado na quinta protuberância.

Capítulo 4

Redução de Dados e Análise de Incertezas

4.1 - Introdução

Neste capítulo é apresentada a equação de redução de dados para problema definido, a análise de incertezas das medidas de temperatura bem como a determinação do coeficiente de transferência de calor. Primeiramente, a equação de redução de dados é definida a partir de um balanço de energia em cada protuberância. Em seguida, são descritos os métodos de como as perdas de calor por condução e radiação foram estimadas, permitindo determinar somente a troca de calor por convecção natural. Finalmente, é apresentado o cálculo das incertezas das medidas de temperatura e do coeficiente de transferência de calor.

4.2 - Equação de Redução de Dados

A equação de redução de dados é obtida efetuando um balanço de energia apropriado para as várias protuberâncias ao longo da placa. Com a consideração de geração de energia uniforme em cada protuberância, uma parcela da potência dissipada por cada protuberância será dissipada por condução através da placa, outra parcela por radiação entre as superfícies e o ambiente e uma última parcela associada à dissipação de calor por convecção natural, que é o mecanismo de troca de calor de interesse desse trabalho. A Figura 4.1 mostra o balanço de energia que é efetuado em cada elemento protuberante. Dessa forma a equação de redução de dados fica:

$$Q_E = Q_C + Q_{CN} + Q_R \quad (4.1)$$

onde:

$$Q_E = \frac{Q}{w} \quad (4.2)$$

Q_E : potência dissipada em cada protuberância por metro de comprimento da placa;

w : comprimento da placa;

Q : potência total dissipada na placa;

Q_C : taxa de perda de calor por condução [W/m];

Q_{CN} : taxa de calor referente convecção natural [W/m];

Q_R : taxa de calor referente a radiação [W/m].

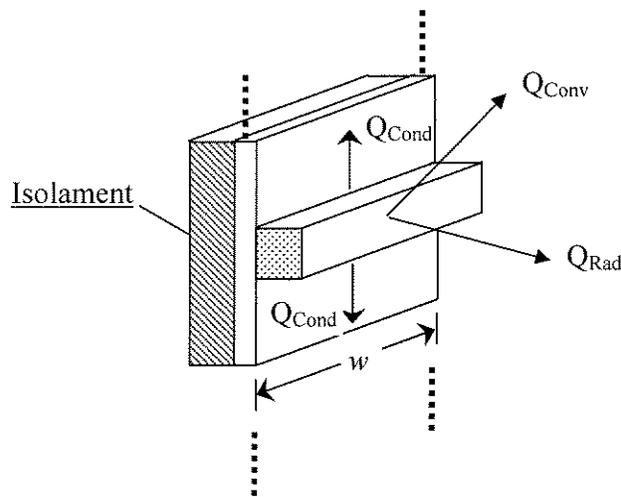


Figura 4.1: Balanço de energia em uma protuberância.

Dessa forma, a taxa de calor dissipado por convecção natural é avaliada e o coeficiente de transferência de calor local em cada protuberância é determinado, da seguinte forma:

$$h_E = \frac{Q_E - Q_C - Q_R}{A(T_E - T_\infty)} \quad (4.3)$$

onde:

A : área de troca de calor de cada protuberância;

T_E : temperatura do elemento protuberante;

T_∞ : temperatura do ambiente.

A diferença $T_E - T_\infty$ é conhecido como sobretemperatura.

4.3 - Estimativa da Troca de Calor por Radiação

A taxa de troca de calor por radiação em uma protuberância será o somatório das taxas líquidas de transferência de calor por radiação em cada superfície dessa protuberância. A superfície inferior e superior de cada protuberância estão sujeitas à irradiação do ambiente e das superfícies das protuberâncias superior e inferior a ela, enquanto que a superfície frontal de cada protuberância estará trocando calor por radiação diretamente com o ambiente à temperatura T_{∞} .

Para estimar a perda de calor por radiação, cada intervalo de espaço entre as protuberâncias foi considerado uma cavidade, conforme mostra a Figura 4.2. Assim, a placa de teste possui seis cavidades intermediárias e mais duas outras cavidades, uma na extremidade superior e outra na extremidade inferior da placa.

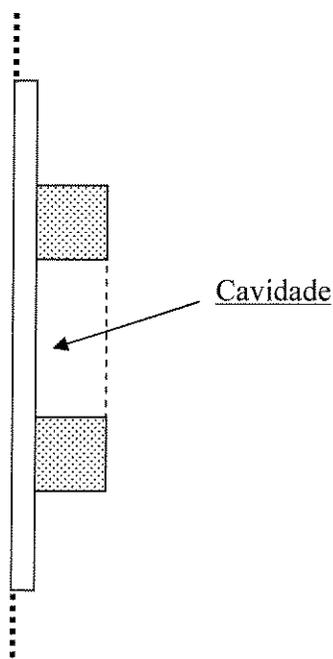


Figura 4.2: Cavidade para a estimativa da troca de calor por radiação.

O método das radiosidades foi utilizado para a determinação da troca de calor por radiação. Cada superfície da cavidade é considerada isotérmica e é caracterizada por uma radiosidade uniforme (que é a parcela refletida da irradiação das demais superfícies da cavidade mais a emissão da superfície) e por uma irradiação também uniforme. Cada cavidade é formada pelas superfícies A,C,P e uma superfície imaginária (SI) que é considerada como superfície negra, conforme mostra a figura 4.3. As superfícies A,C e F, da protuberância de alumínio, possuem emissividade 0,2. A superfície P possui emissividade 0,9. A descrição do método das radiosidades e a aplicação para o problema apresentado podem ser encontradas no Apêndice A.

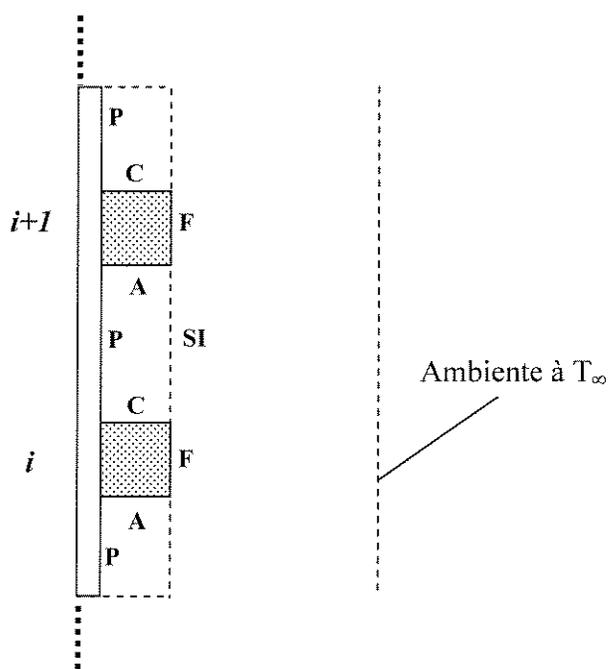


Figura 4.3: Cavidade formada por quatro superfícies: A, C, P e SI.

A radiosidade da superfície imaginária é conhecida pela hipótese de superfície negra. Dessa forma, a solução desse problema consiste em resolver um sistema de três equações e três incógnitas para as cavidades intermediárias, sendo elas as radiosidades J_A , J_P e J_C . Para as cavidades das extremidades da placa, são duas equações e duas incógnitas, já que são consideradas duas superfícies imaginárias. Com as radiosidades de cada superfície da cavidade conhecidas, é então calculada a taxa líquida de transferência de calor por radiação em cada superfície da protuberância.

Assim, a taxa total de transferência de calor por radiação para a protuberância i será dada por:

$$Q_{R,i} = Q_{RC,i} + Q_{RA,i} + Q_{RF,i} \quad (4.4)$$

onde:

Q_{RC} : taxa de perda de calor por radiação na superfície C;

Q_{RA} : taxa de perda de calor por radiação na superfície A;

Q_{RF} : taxa de perda de calor por radiação na superfície F.

4.4 - Estimativa da Troca de Calor por Condução

Nesse item, é estimada a taxa de troca de calor por condução. Para cada protuberância, a taxa de troca de calor por condução se dá através do conjunto placa mais isopor na direção positiva e negativa de y . Para estimar a perda de calor por condução foi utilizada a aproximação da troca de calor por aletas unidimensionais. Nessa aproximação, o conjunto placa mais isopor é a aleta propriamente dita, de comprimento d , e de espessura $e/2$ que troca calor com o meio, como mostra a Figura 4.3. A Figura 4.4 exhibe o esquema utilizado na estimativa da troca de calor por condução. A figura foi colocada na posição horizontal para facilitar a visualização, e o sentido do escoamento é da esquerda para a direita.

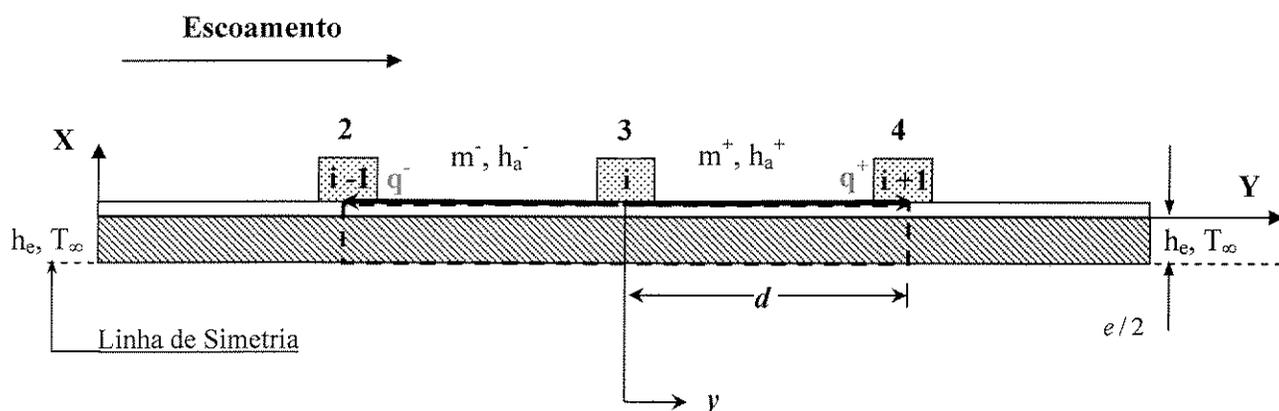


Figura 4.4: Troca de calor por condução – modelo por aletas.

A equação diferencial para uma aleta unidimensional é dada por:

$$\frac{d^2\theta}{dy^2} - m^2\theta = 0, \text{ onde} \quad (4.5)$$

$$\theta(y) \equiv T(y) - T_\infty \quad (4.6)$$

$$m^2 = \frac{hP}{(kA_{sr})_T} \quad (4.7)$$

e $(kA_{sr})_T$ para as aletas intermediárias formadas pelo conjunto placa mais isopor é dado por:

$$(kA_{sr})_T = (kA_{sr})_{Placa} + (kA_{sr})_{Isopor} \quad (4.8)$$

onde:

h : coeficiente de transferência de calor na aleta;

P : perímetro da aleta;

k : condutividade térmica da aleta;

A_{sr} : área da seção reta da aleta.

São necessárias duas condições de contorno para a solução da equação 4.5, já que a mesma é uma equação de segunda ordem.

□ *Aletas Intermediárias*

Para as aletas intermediárias, foram utilizadas as condições de contorno de temperatura conhecida na base e na extremidade das aletas. Assim, as condições de contorno para esse caso são:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{(I)} \Rightarrow \theta(0) = T_b - T_\infty \equiv \theta_b \\ \text{(II)} \Rightarrow \theta(d) = T_d - T_\infty \equiv \theta_d \end{array} \right. \quad (4.9)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{(I)} \Rightarrow \theta(0) = T_b - T_\infty \equiv \theta_b \\ \text{(II)} \Rightarrow \theta(d) = T_d - T_\infty \equiv \theta_d \end{array} \right. \quad (4.10)$$

O coeficiente de transferência de calor nas aletas não é conhecido e, portanto, precisa ser determinado. Por outro lado, para determiná-lo é necessário que o valor de m seja conhecido. Com as temperaturas na posição $d/2$ conhecidas da análise experimental, o valor de m é obtido em cada aleta através da equação:

$$\theta(d/2) = \frac{\theta_b [(\theta_d / \theta_b) \sinh(md/2) - \sinh(m(d-d/2))]}{\sinh(md)} \quad (4.11)$$

Assim, com o valor de m estabelecido, o coeficiente de transferência de calor na aleta é obtido através da equação 4.7.

Dessa forma, a taxa de transferência de calor por condução através da aleta à jusante de uma protuberância i é dada por:

$$q_i^+ = \sqrt{h_p^+ P k A_{sr}} \theta_b \frac{\cosh(m^+ d) - \theta_d / \theta_b}{\sinh(m^+ d)} \quad (4.12)$$

onde:

θ_d : temperatura da extremidade à jusante;

m^+ : valor de m na aleta à jusante de uma protuberância i ;

h_a^+ : coeficiente de transferência de calor na aleta à jusante de uma protuberância i .

A taxa de transferência de calor por condução através da aleta à montante de uma protuberância i é calculada da mesma forma, porém com a temperatura da extremidade da aleta, o valor de m e do coeficiente de transferência de calor obtidos à montante de uma protuberância i .

$$q_i^- = \sqrt{h_a^- P k A_{sr}} \theta_b \frac{\cosh(m^- d) - \theta_d / \theta_b}{\sinh(m^- d)} \quad (4.13)$$

onde:

θ_d : temperatura da extremidade à montante;

m^+ : valor de m na aleta à montante de uma protuberância i ;

h_a^+ : coeficiente de transferência de calor na aleta à montante de uma protuberância i .

Assim, a taxa total de transferência de calor dissipada por condução através de cada protuberância intermediária i é obtida com a soma dos resultados das equações 4.12 e 4.13, ficando:

$$Q_{c,i} = q_i^+ + q_i^- \quad (4.14)$$

onde

q_i^+ : perda de calor por condução em uma aleta à jusante da protuberância i ;

q_i^- : perda de calor por condução em uma aleta à montante da protuberância i .

□ Aletas das Extremidades

Para as aletas das extremidades, as condições de contorno utilizadas foram a de temperatura conhecida na base da aleta com convecção em sua extremidade. Para as duas extremidades da placa, a aleta foi considerada como sendo formada pela placa, isopor e madeira, como mostra a Figura 4.5.

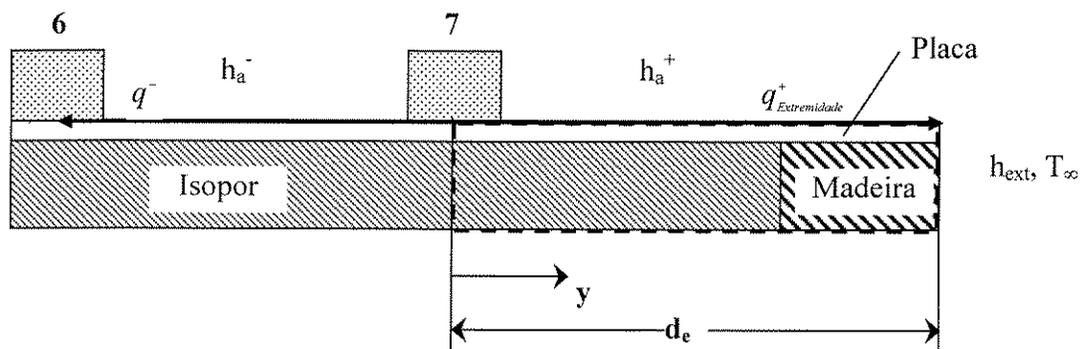


Figura 4.5: Esquema da condução em uma das extremidades da placa.

Assim, as condições de contorno para esse caso são:

$$\theta(0) = T_b - T_\infty \equiv \theta_b \quad (4.15)$$

$$h\theta(d_e) = -k \frac{d\theta}{dy} \Big|_{y=d_e} \quad (4.16)$$

Para as aletas das extremidades, a condutividade térmica total da aleta, definida pela equação 4.8, será uma condutividade efetiva entre a condutividade do isopor, da madeira e da placa. A condutividade efetiva na região do conjunto isopor e madeira é obtida como uma associação em série das resistências térmicas, dado por:

$$k_{efetivo} = \frac{L_{Isopor} + L_{Madeira}}{\left(\frac{L}{k}\right)_{Isopor} + \left(\frac{L}{k}\right)_{Madeira}} \quad (4.17)$$

Dessa forma, o valor de $(kA_{sr})_T$ é então determinado de modo semelhante à equação 4.8, com a alteração de que onde havia somente isopor agora há o conjunto isopor mais madeira, conforme segue:

$$(kA_{sr})_T = (kA_{sr})_{Placa} + (k_{efetivo}A_{sr})_{Isopor+Madeira} \quad (4.18)$$

Assim como no caso das aletas intermediárias, para as aletas das extremidades o valor do coeficiente de transferência de calor e o valor de m também não são conhecidos. Com as temperaturas na posição $d/2$ conhecidas da análise experimental, o valor de m nas aletas das extremidades é obtido através da expressão:

$$\theta(d/2) = \theta_b \left[\frac{\cosh m(d - d/2) + (h/mk) \sinh m(d - d/2)}{\cosh md + (h/mk) \sinh md} \right] \quad (4.19)$$

sendo h definido por:

$$h = \frac{m^2 k A_{sr}}{P} \quad (4.20)$$

Substituindo a equação 4.20 na equação 4.19, a equação da temperatura em $d/2$ fica da seguinte forma:

$$\theta(d/2) = \theta_b \left[\frac{\cosh m(d - d/2) + (mA_{sr}/P) \sinh m(d - d/2)}{\cosh md + (mA_{sr}/P) \sinh md} \right] \quad (4.21)$$

Assim, com o valor de m estabelecido, o coeficiente de transferência de calor na aleta da extremidade é determinado. Considerando que o coeficiente de transferência de calor na extremidade da placa seja o mesmo da aleta da extremidade, a perda de calor por condução na aleta da extremidade da placa é dada por:

$$q_{Extremidade} = \sqrt{hPkA_{sr}} \theta_b \frac{\sinh md + (h/mk) \cosh md}{\cosh md + (h/mk) \sinh md} \quad (4.22)$$

Dessa forma, a taxa total de troca de calor por condução na extremidade superior e inferior da placa é dada por:

$$\text{Extremidade Superior: } Q_C = q_7^- + q_{Extremidade}^+ \quad (4.23)$$

$$\text{Extremidade Inferior: } Q_C = q_{Extremidade}^- + q_1^+ \quad (4.24)$$

Com a condutividade da placa sendo igual a 0,3 W/mK, a condutividade do isopor sendo igual 0,04 W/mK e a condutividade da madeira igual a 0,16 W/mK, a perda total de calor por condução de cada protuberância para a placa é dada pela equação 4.14 para as protuberâncias intermediárias e pelas equações 4.23 e 4.24 para as protuberâncias das extremidades da placa.

Com as estimativas das taxas de troca de calor por radiação e condução determinadas, obtém-se a taxa de troca de calor por convecção natural através da equação 4.1, que é o mecanismo de troca de calor a ser analisado nesse trabalho.

4.5 - Auxílio Computacional

Para auxiliar a análise experimental efetuada no presente trabalho, foi desenvolvido um programa computacional utilizando a linguagem de programação Visual Basic versão 6.0. Essa linguagem foi escolhida devido a fácil interface com o usuário. O programa recebeu o nome de Programa de Redução de Dados em Convecção Natural – PRDCN e foi desenvolvido com o objetivo de minimizar os esforços nos cálculos envolvidos na análise experimental, devido ao número de protuberância e aos cálculos repetitivos que as envolvem, bem como no cálculo da análise de incerteza das grandezas envolvidas.

O programa permite que os dados experimentais de temperatura, coletados no laboratório e inseridos em planilhas do Microsoft Excel, sejam importados como dados de entrada para os diversos cálculos efetuados na análise experimental do presente trabalho. Esses cálculos envolvem as estimativas da troca de calor por condução e radiação na placa de teste, a solução das equações 4.1 e 4.3, bem como o cálculo da incerteza do coeficiente de transferência de calor por convecção. O cálculo da incerteza do coeficiente de troca de calor por convecção justifica por si só a utilização de uma rotina computacional devido à complexidade da função que a envolve. Além de contribuir nos cálculos já citados, o programa permite exportar os resultados para um arquivo do tipo Microsoft Excel de forma organizada e já formatada não necessitando de mais nenhum arranjo.

Nas Figuras 4.5 a 4.9 são apresentadas as opções do programa PRDCN. A Figura 4.6 apresenta a tela inicial “Dados de Entrada” do programa, que solicita que o arquivo de dados de entrada seja selecionado. O arquivo contendo os dados de entrada foi gerado a partir de dados de temperatura coletados nos experimentos.

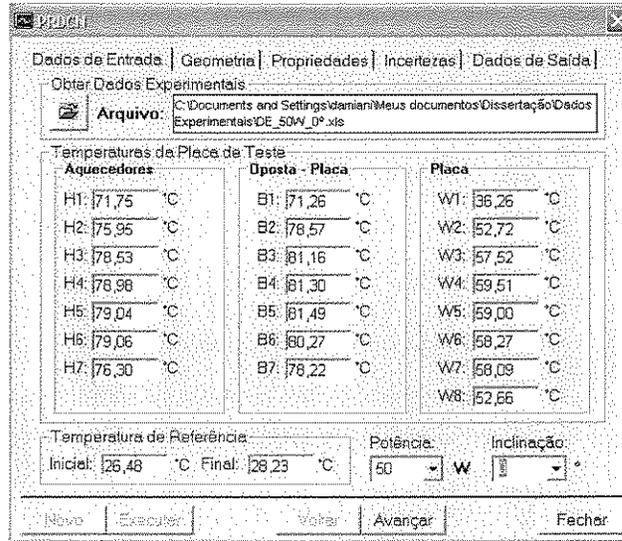


Figura 4.6: Tela de dados de entrada do programa PRDCN.

A Figura 4.7 mostra a tela “Geometria” onde os dados geométricos da placa e das barras de alumínio são inseridos.

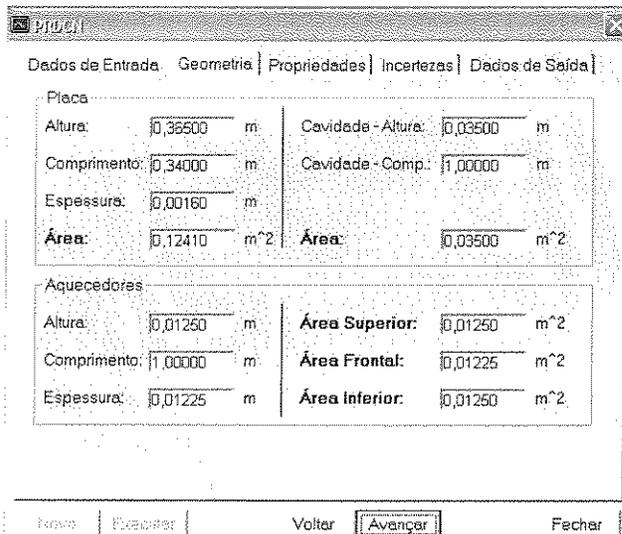


Figura 4.7: Tela geometria do programa PRDCN.

A Figura 4.8 mostra a tela de “Propriedades”, onde os valores das propriedades dos materiais utilizados na análise experimental são inseridos.

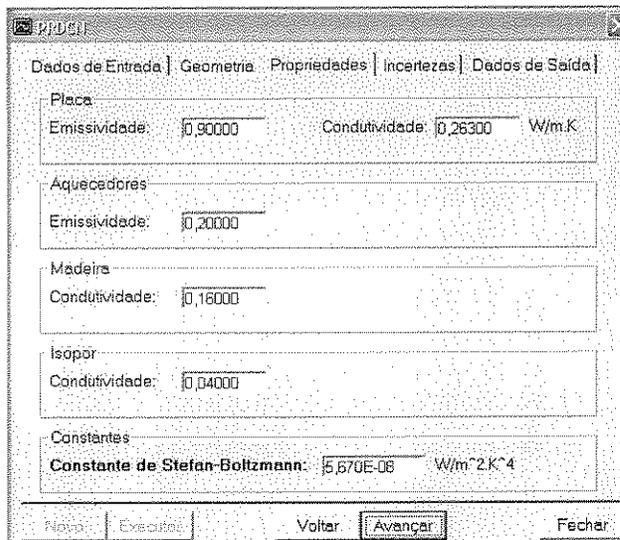


Figura 4.8: Tela de propriedades do programa PRDCN.

A Figura 4.9 mostra a tela de “Incertezas”, onde os valores das incertezas das grandezas medidas experimentalmente são inseridos.

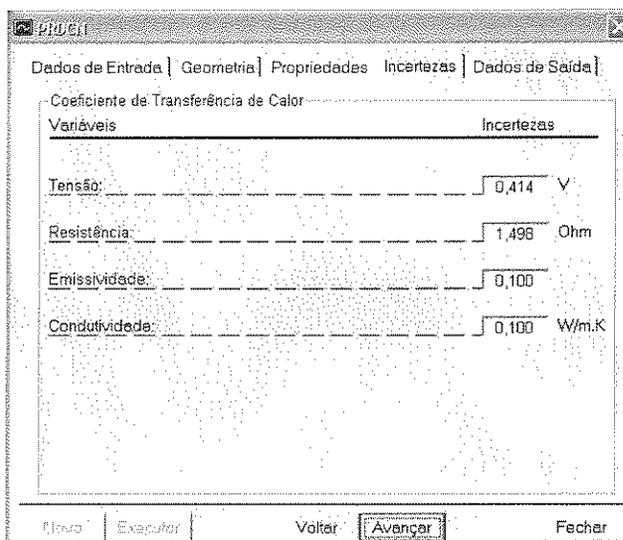


Figura 4.9: Tela de incertezas do programa PRDCN.

A Figura 4.10 mostra a tela de “Dados de Saída”, onde é possível selecionar onde o arquivo de saída do tipo Microsoft Excel será gravado.

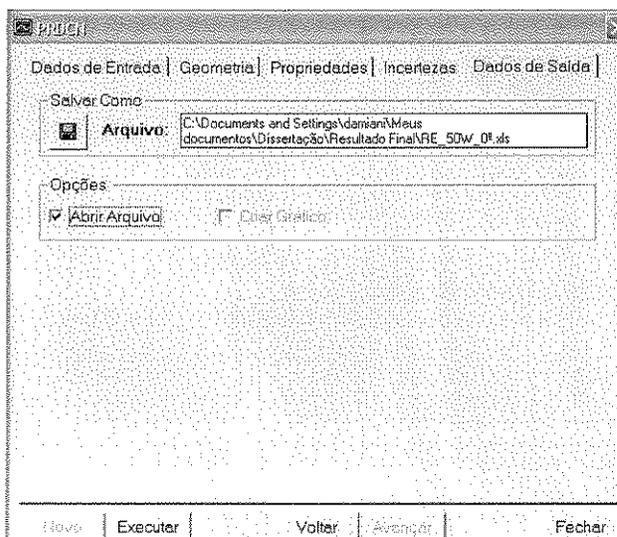


Figura 4.10: Tela de dados de saída do programa PRDCN.

4.6 - Análise de Incertezas

Nesse item é apresentada a metodologia utilizada no cálculo das incertezas referentes às grandezas que foram direta e indiretamente medidas. Primeiramente é apresentada a incerteza referente às medidas diretas de temperatura que foram obtidas nos experimentos. Em seguida é apresentada a incerteza do coeficiente de transferência de calor.

4.6.1 - Incerteza das Medidas de Temperatura

A medida de temperatura efetuada no presente trabalho é afetada por erros de aferição dos termopares e, também, por erros estatísticos referentes à coleta dos dados de temperatura.

□ Incerteza referente à aferição dos termopares

O procedimento de aferição dos termopares utilizados no presente trabalho foi descrito no capítulo 3, na seção 3.3. Com as medidas efetuadas do processo de aferição, buscou-se

determinar a correção necessária para as medidas dos termopares, com base na temperatura do termômetro, tomada como referência. Para isso, todas as medidas foram inseridas em um gráfico e uma curva de correção foi obtida através de um ajuste linear. A Figura 4.11 apresenta os dados da aferição e a curva de ajuste.

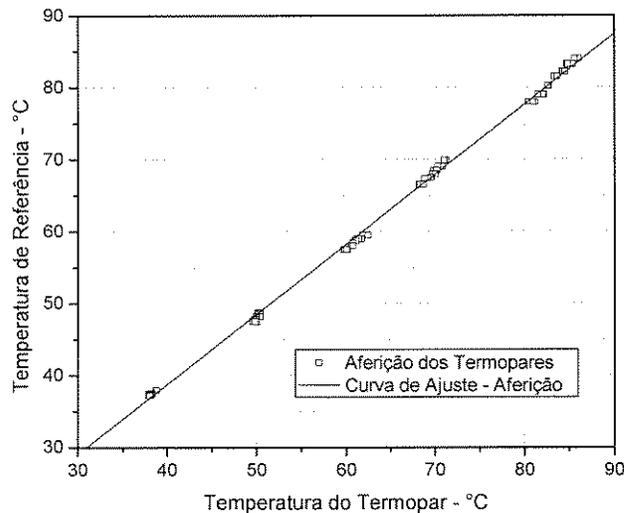


Figura 4.11: Aferição dos Termopares

A equação obtida da regressão linear para a aferição dos termopares é dada por:

$$T_{Bulbo} = 0,9729T_{Termopar} - 0,1763 \quad (4.25)$$

O desvio padrão entre a aferição dos termopares e a curva de aferição é aproximadamente $\pm 0,5$ °C e será admitido como sendo a incerteza referente à aferição dos termopares.

□ Incerteza estatística referente às medidas de temperatura

Amostras com um número muito reduzido de repetições não permitem a obtenção de informações confiáveis a respeito do intervalo de incerteza. Nesses casos, para efeitos práticos, uma forma conveniente de avaliação da incerteza é através da expressão (Vuolo,1992):

$$\overline{T'} = \overline{T} \pm t_{n-1,p} \sigma \quad (4.26)$$

onde:

$\overline{T'}$:

\overline{T} : temperatura média;

σ : desvio padrão da amostra;

$t_{n-1,p}$: distribuição de Student baseado no desvio padrão da amostra e tabelada em função do grau de liberdade e da porcentagem de confiabilidade requerida.

O grau de liberdade da amostra é definido como o número de observações menos o número de resultados que são calculados a partir dos dados obtidos. No caso do cálculo da média aritmética, o grau de liberdade é (n-1), pois somente um resultado, \overline{T} , é calculado a partir dos valores experimentais.

Desejando que 95% dos valores medidos estejam dentro de uma determinada incerteza e sabendo que o grau de liberdade da amostra, obtem-se de uma tabela de distribuição de Student:

$$t_{n-1,p} = 2,776 \quad (4.27)$$

Dessa forma, a incerteza estatística foi obtida a partir do procedimento descrito abaixo:

1. Coleta das medidas de temperatura. Para cada termopar foram efetuadas cinco medidas.
2. Cada medida efetuada foi corrigida segundo a curva de correção dada pela equação 4.25.
3. Com as cinco medidas corrigidas para cada termopar, foram obtidas as médias e os desvios padrão de cada termopar.
4. Com as médias e os desvios calculados e com a distribuição de student conhecida para esse caso, a incerteza estatística (σ_E) é calculado através da equação 4.26.

A incerteza total (σ_T) das medidas de temperatura é calculada da seguinte forma:

$$\sigma_T = \sqrt{\sigma_{Est}^2 + \sigma_{Af}^2} \quad (4.28)$$

onde:

σ_e^2 : variância relacionada às incertezas estatísticas;

σ_c^2 : variância relacionada à incerteza da aferição do instrumento.

A Tabela 4.1 apresenta a máxima incerteza relativa encontrada entre as protuberâncias para os testes realizados.

Tabela 4.1: Máxima incerteza relativa.

Potência	30W	40W	50W	60W	70W
Incerteza (%)	1,1	1	0,8	0,8	0,8

4.6.2 - Incerteza das Medidas Indiretas

A análise de incerteza das medidas indiretas foi realizada com base na metodologia descrita por Moffat (1985). Qualquer grandeza que envolva outras grandezas medidas diretamente será afetada por suas incertezas, ou seja, as incertezas se propagam para a grandeza que está sendo calculada indiretamente.

No presente trabalho, o coeficiente de transferência de calor por convecção natural foi calculado a partir de outras grandezas que são afetadas por incertezas, através da equação 4.3. Essas incertezas se propagam e também afetam o resultado do coeficiente de transferência de calor h (Eq.: 4.3)

Dessa forma, a incerteza referente ao cálculo de h será função de grandezas usadas no cálculo da potência de entrada, da condução na placa, e da radiação entre as superfícies.

$$h = f(V, R, \varepsilon, k, T_p, T_\infty, T_b, T_d, T_A) \quad (4.29)$$

onde:

V : tensão de entrada;

R : resistência de cada barra de alumínio;

ε : emissividade das barras de alumínio;

k : condutividade térmica da placa epóxi;

T_p : temperatura na placa;

T_∞ : temperatura ambiente;

T_b : temperatura na base da aleta;

T_d : temperatura na ponta da aleta;

T_E : temperatura no elemento protuberante.

As variáveis T_p e T_d irão aparecer duas vezes no cálculo da incerteza de h , pois para cada protuberância tem-se a temperatura da placa (T_p) à montante e à jusante. O mesmo ocorre com a temperatura da ponta da aleta (T_L). Assim, são onze variáveis que entram no cálculo da incerteza do coeficiente de transferência de calor.

A incerteza em uma grandeza medida indiretamente pode ser obtida utilizando-se a expressão propagação de erros em sua forma adimensional:

$$\frac{U_r}{r} = \left\{ \left[\frac{x_1}{r} \frac{\partial r}{\partial x_1} \right]^2 \left(\frac{U_{x_1}}{x_1} \right)^2 + \left[\frac{x_2}{r} \frac{\partial r}{\partial x_2} \right]^2 \left(\frac{U_{x_2}}{x_2} \right)^2 + \dots + \left[\frac{x_j}{r} \frac{\partial r}{\partial x_j} \right]^2 \left(\frac{U_{x_j}}{x_j} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (4.30)$$

onde:

U_r : resultado da incerteza e U_{x_n} é a incerteza da variável x_n ;

U_r / r : incerteza relativa do resultado;

U_{x_i} / x_i : incerteza relativa de cada variável.

A incerteza da tensão foi obtida a partir da observação da máxima variação da tensão de entrada durante cada experimento. A maior variação encontrada foi de 0,5 Volt. Como esse valor é maior do que a incerteza do instrumento optou-se por utilizá-lo como sendo a incerteza da tensão.

A incerteza da resistência total da associação em série das resistências foi obtida à partir da medida total. As resistências são de 10Ω cada e, portanto, a resistência equivalente total é de 70Ω . Porém, o valor da resistência equivalente medida por um multímetro é de aproximadamente $71,5\Omega$. Essa diferença é atribuída ao conector instalado em cada extremidade do fio de resistência.

No cálculo da radiação, a emissividade foi variada entre 0,1 e 0,3 considerando, dessa forma, uma incerteza de 0,1. Esse valor foi considerado com base em valores de emissividade obtidos na literatura e também porque o alumínio utilizado não está altamente polido, mas também não está oxidado. Assim, a incerteza relativa da emissividade é de 50%.

Para o cálculo da condução, a condutividade térmica da placa foi baseada em alguns valores de condutividade térmica obtidos na literatura e foi variada entre 0,2 e 0,4, considerando dessa forma uma incerteza de 0,1. Assim, a incerteza relativa da condutividade térmica é de 33%.

As incertezas das grandezas físicas que envolvem o cálculo da incerteza do coeficiente de transferência de calor são apresentadas na Tabela 4.2

Tabela 4.2: Incertezas relativas das grandezas da equação 4.3 em percentagem.

Grandeza Potência	V	R	ϵ	k	T_A	T_P	T_b	T_L	T_∞
30W	0,7	2,14	50	33	1	1,3	1	1	2
40W	0,7	2,14	50	33	1	1,2	1	1	2
50W	0,7	2,14	50	33	0,8	1,2	0,8	0,8	1,8
60W	0,7	2,14	50	33	0,7	1	0,7	0,7	2
70W	0,7	2,14	50	33	0,7	1	0,7	0,7	1,9

A temperatura ambiente T_{∞} possui a maior incerteza dentre as temperaturas por que possui o menor valor de temperatura, fazendo com que sua incerteza seja mais alta do que as demais incertezas dos demais termopares.

Dessa forma, a incerteza do coeficiente de transferência de calor foi obtida. A Tabela 4.3 apresenta a máxima incerteza do coeficiente de transferência de calor h , em porcentagem, encontrada entre as protuberâncias.

Tabela 4.3: Máxima incerteza relativa do coeficiente de transferência de calor – h.

Potência	30W - Vertical	70W - Vertical	30W – 60°	70W – 60°
Incerteza (%)	5,5	5	6	5,4

As maiores incertezas foram encontradas para os testes realizados a baixas potências.

A maior dificuldade quanto à solução da equação 4.30 é a determinação das derivadas parciais. Como seria extremamente trabalhoso efetuar esse cálculo manualmente, um programa computacional foi utilizado de forma a efetuar não só o cálculo das derivadas parciais, mas também o resultado final da incerteza de cada grandeza medida indiretamente. O programa computacional utilizado (Moffat, 1985) se resume em perturbar cada grandeza envolvida com um pequeno parâmetro ξ e assim determinar a incerteza da grandeza medida indiretamente.

Nesse processo, as derivadas parciais foram aproximadas da seguinte forma:

$$\frac{\partial h}{\partial x_i} = \frac{h_{+\xi_i} - h_{-\xi_i}}{2\xi_i} \quad (4.31)$$

O fluxograma mostrado na Figura 4.12 apresenta os passos executados pelo programa computacional para determinação das incertezas do coeficiente de transferência de calor nas protuberâncias.

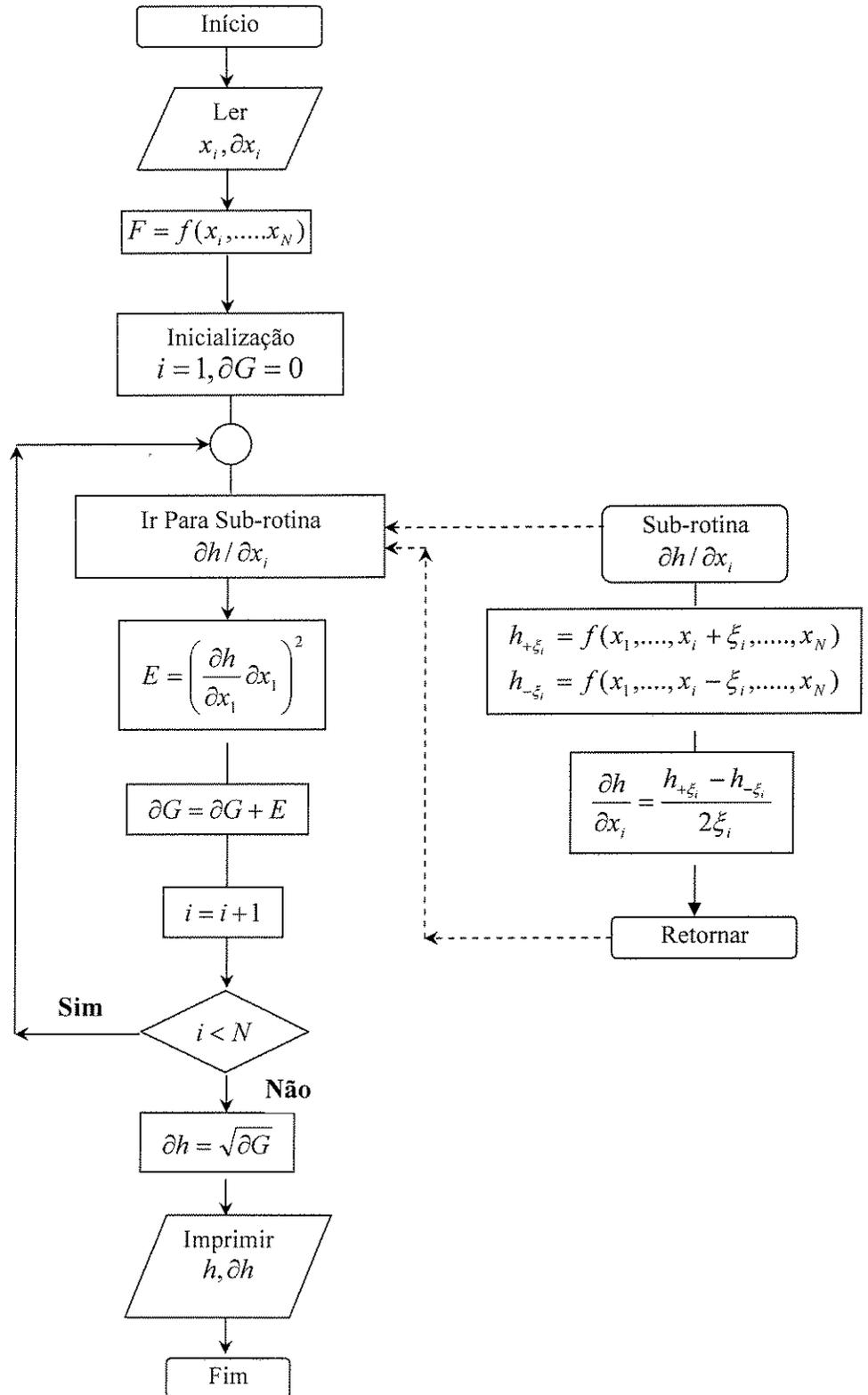


Figura 4.12: Fluxograma computacional utilizado no cálculo da incerteza do coeficiente de transferência de calor

Capítulo 5

Resultados e Discussões

5.1 - Introdução

Neste capítulo são apresentados os resultados experimentais obtidos para o problema analisado. Primeiramente serão apresentados os perfis de sobretemperatura em função da inclinação da placa e em seguida em função da potência dissipada.

São apresentados resultados experimentais de sobretemperatura nas protuberâncias (temperatura da protuberância menos a temperatura ambiente) e também na placa (temperatura da placa menos a temperatura ambiente) para toda a faixa de potência uniforme considerada nesse trabalho, variando entre 30 e 70W, de 10 em 10W, e para a faixa de inclinação entre 0° e 60° a partir da posição vertical da placa.

Em cada experimento realizado, foram obtidas cinco medidas de temperatura para cada termopar. Fez-se então a média aritmética desse conjunto de medidas e se obteve os valores de sobretemperatura subtraindo a temperatura de cada protuberância da temperatura do ar ambiente.

Para garantir a condição de isolamento na superfície oposta da placa, o aquecedor de guarda foi ajustado de forma que a diferença de temperatura entre a parte oposta da placa de teste e a parte oposta do aquecedor de guarda fosse a mínima possível.

Em todos os testes realizados observou-se uma flutuação dos resultados de temperatura e que conseqüentemente contribuem para flutuação dos resultados das perdas de calor, que será apresentado na seção 5.4 e 5.5.

5.2 - Resultados de Sobretemperatura nas Protuberâncias

5.2.1 - Resultados por Potência Dissipada

Nas Figuras 5.1 a 5.5 são apresentados os perfis de sobretemperatura fixando a potência dissipada pela placa entre 30 e 70W e variando o ângulo de inclinação.

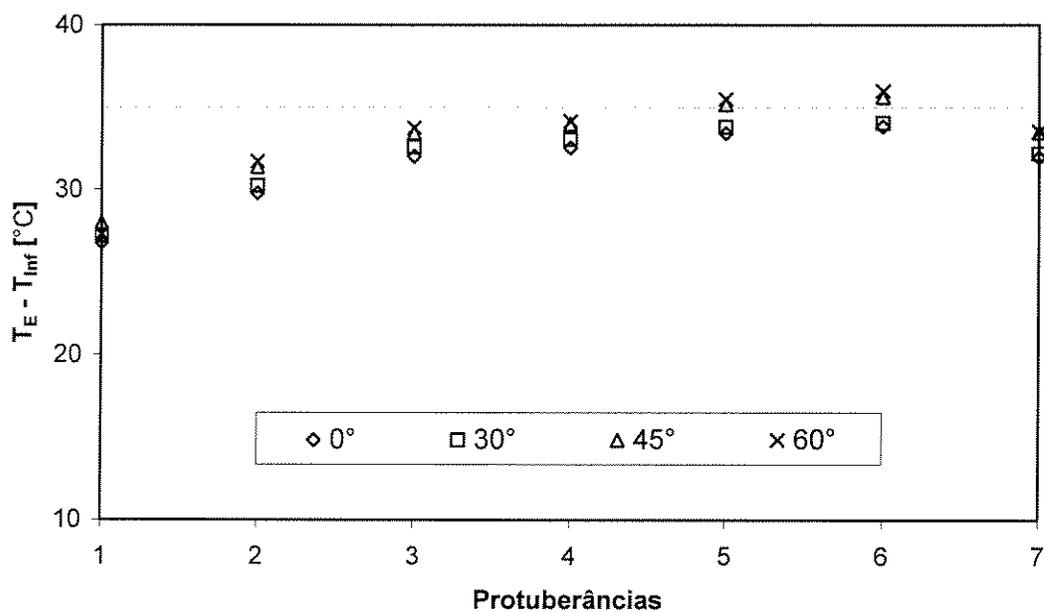


Figura 5.1: Perfis de sobretemperatura para 30W de potência.

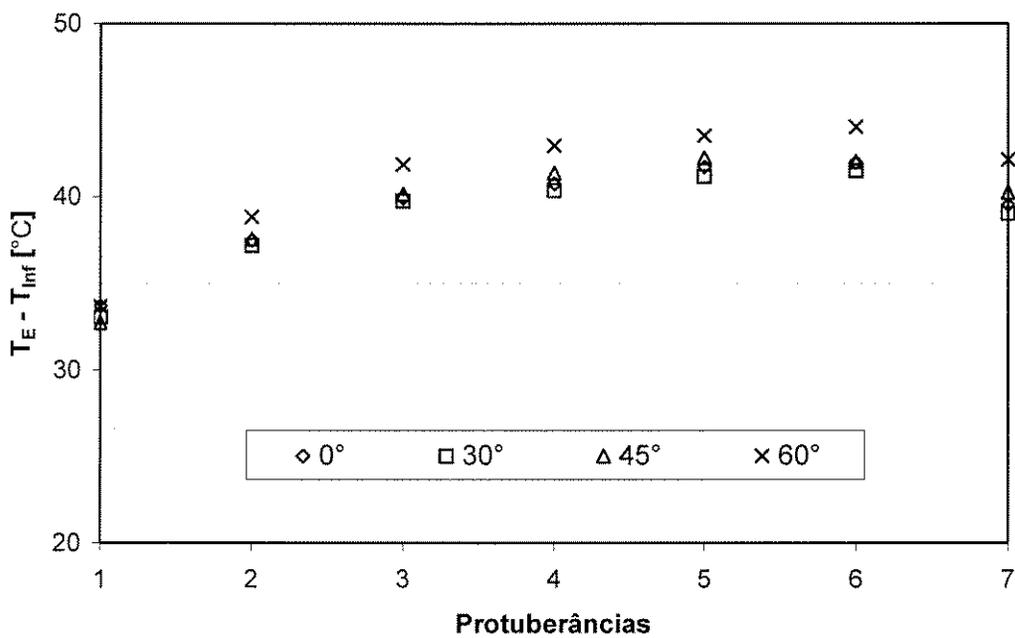


Figura 5.2: Perfis de sobretemperatura para 40W de potência.

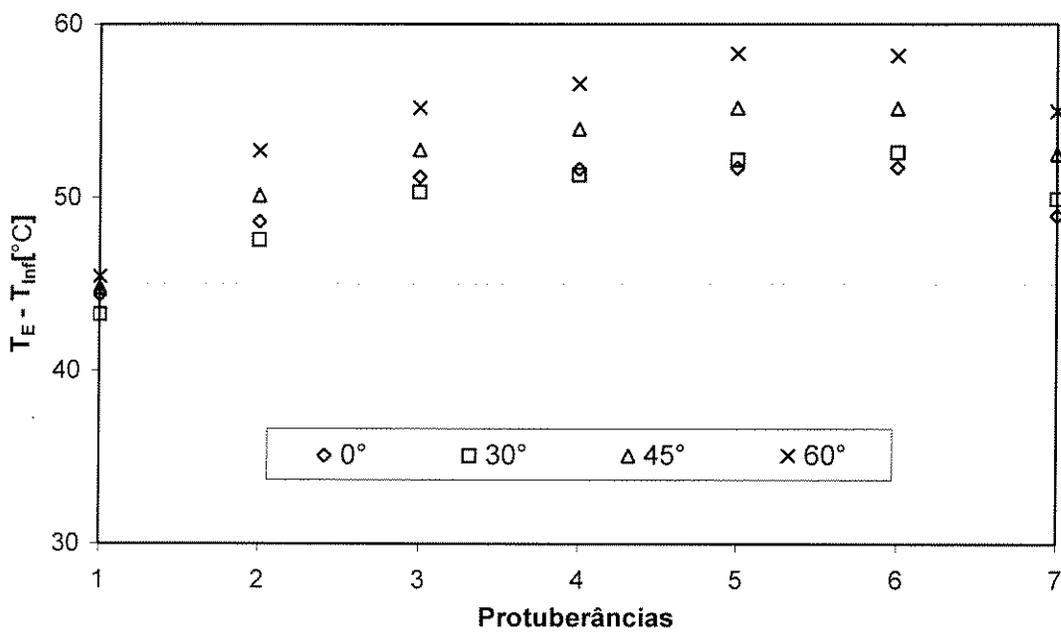


Figura 5.3: Perfis de sobretemperatura para 50W de potência.

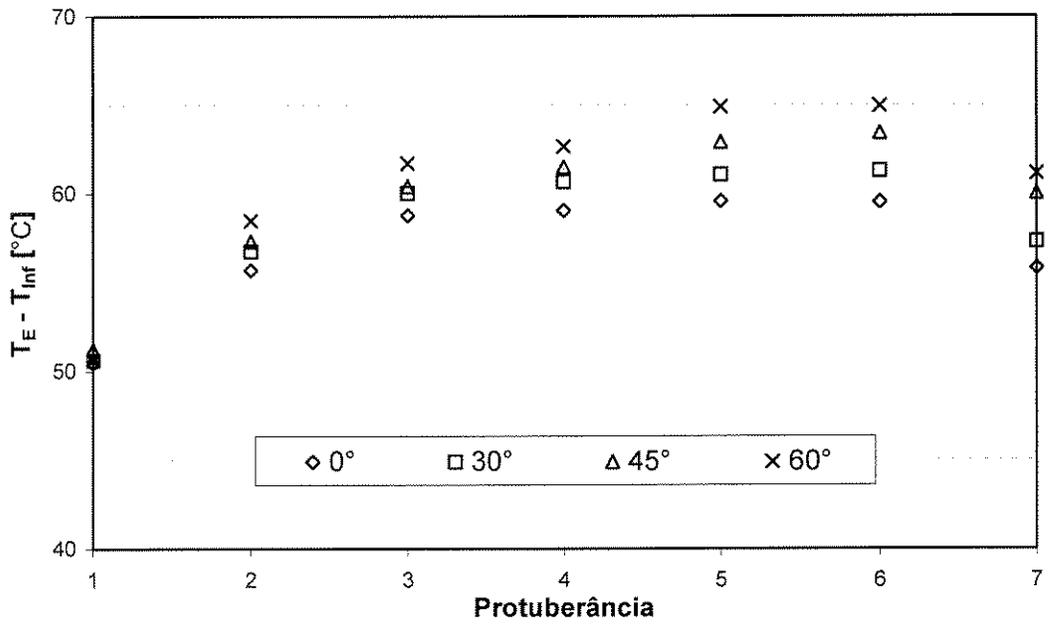


Figura 5.4: Perfis de sobretemperatura para 60W de potência.

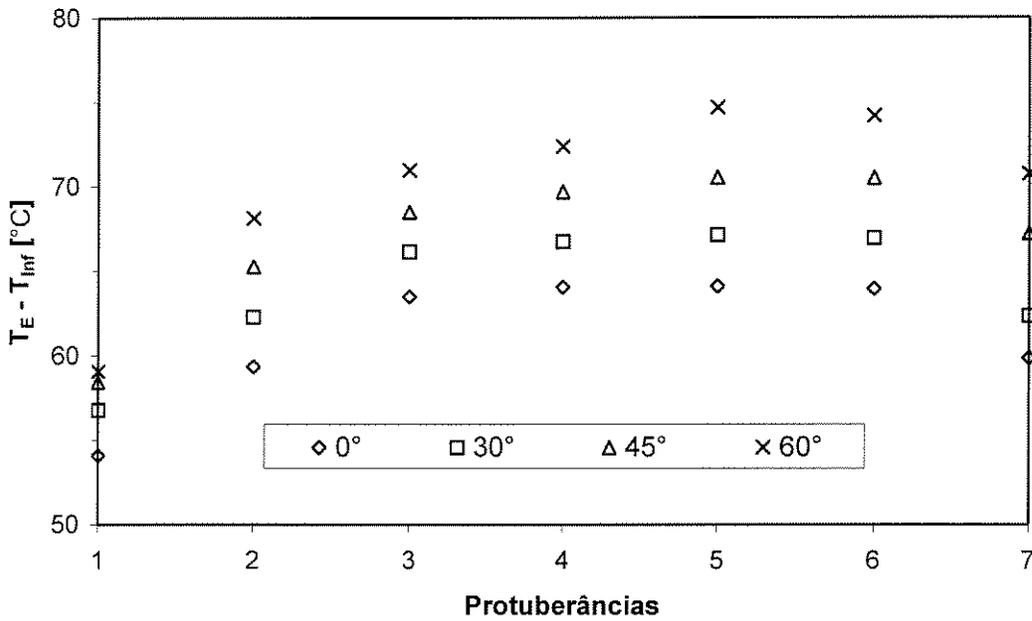


Figura 5.5: Perfis de sobretemperatura para 70W de potência.

Comparando as Figuras 5.1 à 5.4, observa-se que os valores de sobretemperatura para a primeira protuberância, na parte inferior da placa, são próximos uns aos outros.

A medida que o escoamento se dá em sua direção principal, a tendência é que os valores de sobretemperatura aumentem acentuadamente até a terceira ou quarta protuberância e daí em diante tendem a aumentar suavemente, com exceção da última protuberância que será analisada adiante.

Esse comportamento foi observado por Moffat et al. (1985) através de um trabalho experimental da convecção natural, em regime laminar, sobre um conjunto de dez linhas de protuberâncias cúbicas e aquecidas, instaladas sobre uma placa vertical. Eles verificaram que após a quarta protuberância a temperatura varia muito pouco e tende a ficar constante.

Através de um estudo numérico, Wang et al. (1997) investigaram a convecção natural ao longo de uma placa de circuito integrado, disposta na posição vertical, contendo cinco elementos bidimensionais discretos e aquecidos. Para o caso onde os elementos tinham a mesma altura e foram distribuídos uniformemente sobre a placa, verificaram que a diferença de temperatura entre os elementos tende a diminuir no sentido do escoamento, tendendo a ficar constante a partir do terceiro elemento.

Através das Figuras 5.1 à 5.5 é possível verificar também uma flutuação dos resultados, que também pôde ser verificada no mesmo estufa realizado por Moffat.

Também é observado que a diferença entre os valores de sobretemperatura não é elevada quando a placa é inclinada para baixas potências. Já para potências maiores, como 70W, a diferença pode ser de até 11°C para a última protuberância.

Na seção seguinte, são apresentados os mesmos resultados de sobretemperatura, porém fixando o ângulo de inclinação da placa.

5.2.2 – Resultados por Inclinação da Placa

Nas Figuras 5.6 a 5.9 são apresentados os perfis de sobretemperatura fixando o ângulo de inclinação da placa e variando a potência dissipada.

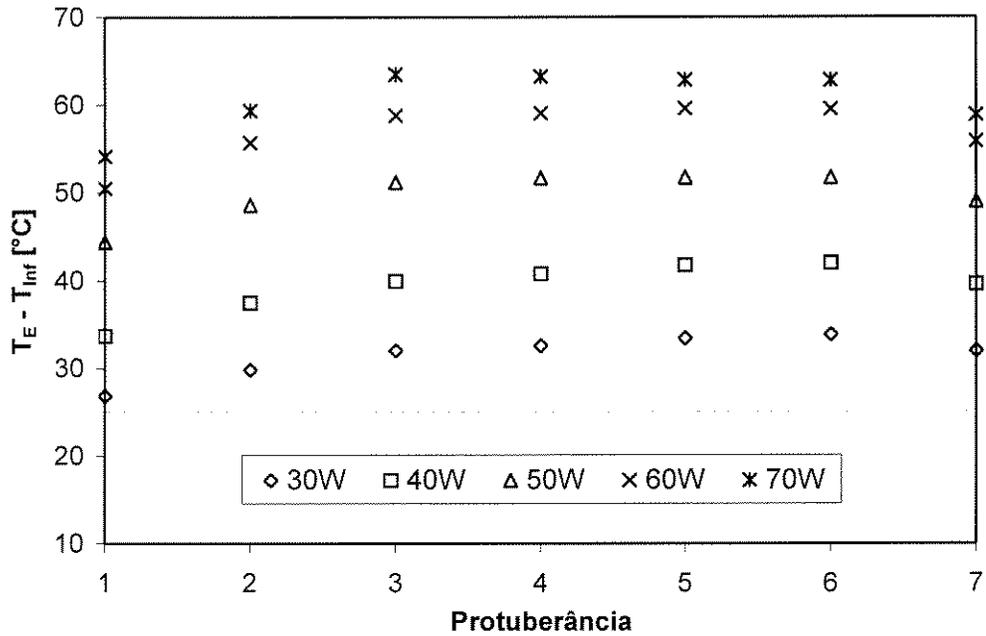


Figura 5.6: Perfis de sobretemperatura – 0°.

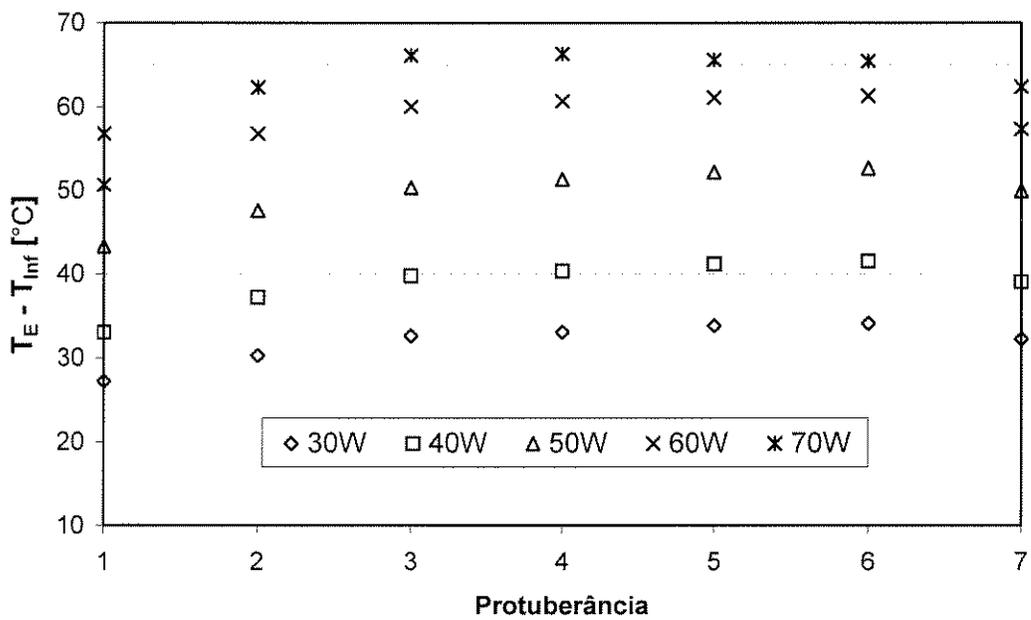


Figura 5.7: Perfis de sobretemperatura – 30° de Inclinação.

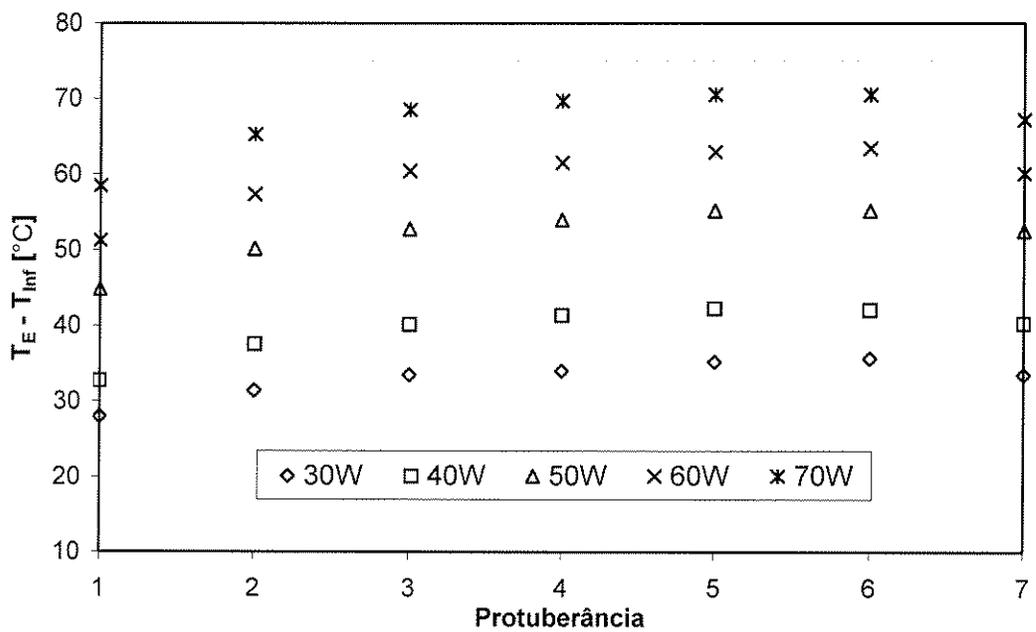


Figura 5.8: Perfis de sobretemperatura – 45° de Inclinação.

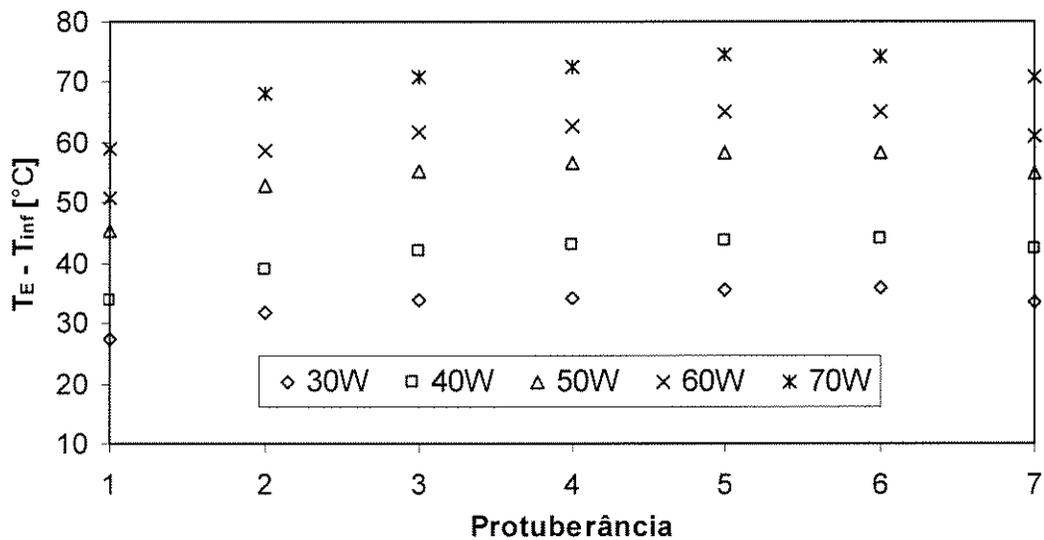


Figura 5.9: Perfis de sobretemperatura – 60° de Inclinação.

Comparando as Figuras 5.6 a 5.9 às Figuras 5.1 a 5.5, pode-se verificar que é a potência que impõe a maior diferença entre os perfis de sobretemperatura quando comparado com a inclinação da placa, devido a maior taxa de dissipação em cada protuberância em consequência do aumento da potência dissipada por placa.

5.3 - Resultados de Sobretemperatura na Placa

Nessa seção são apresentados os resultados experimentais de sobretemperatura na placa de teste. Foram obtidas oito medidas para cada teste realizado a partir de termopares instalados na placa entre as protuberâncias, conforme descrito na seção 3.4 do capítulo 3. Nas Figuras 5.10 a 5.14 são apresentados os perfis de sobretemperatura na placa de teste.

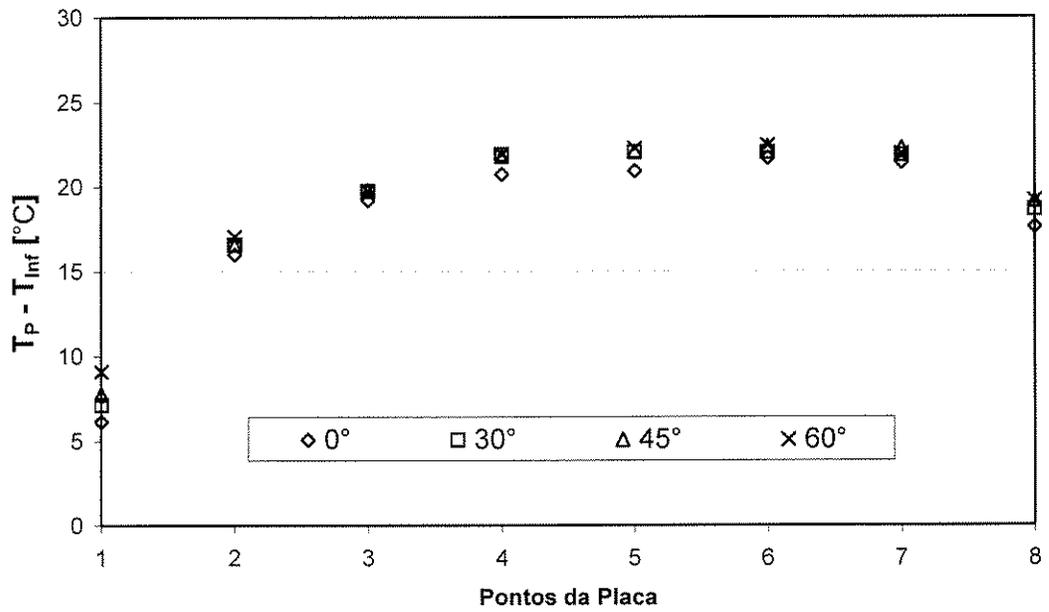


Figura 5.10: Perfis de sobretemperatura na placa para 30W de potência.

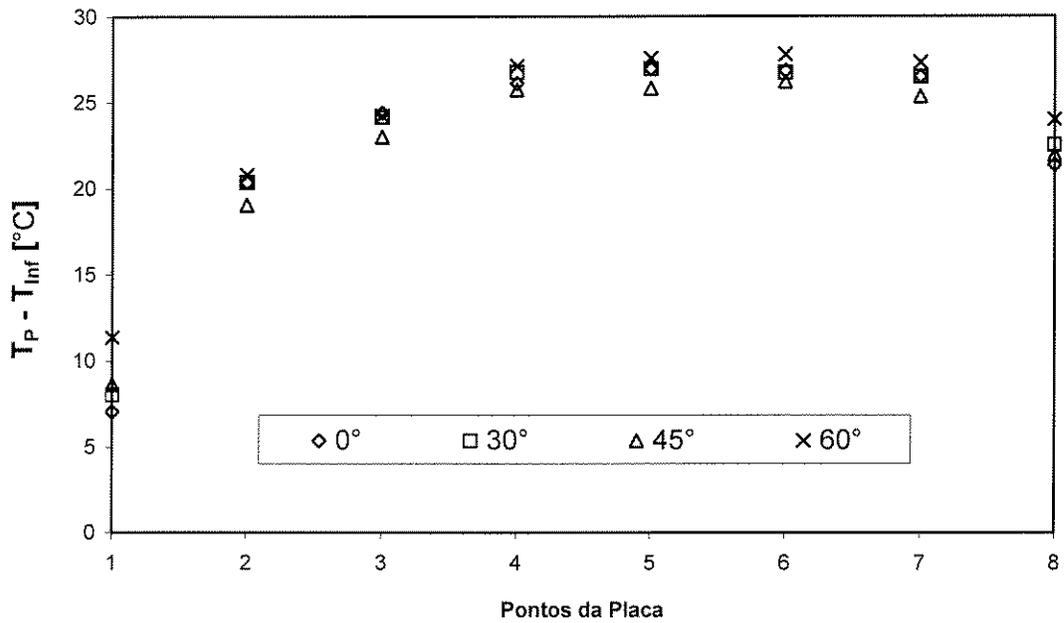


Figura 5.11: Perfis de sobretemperatura na placa para 40W de potência.

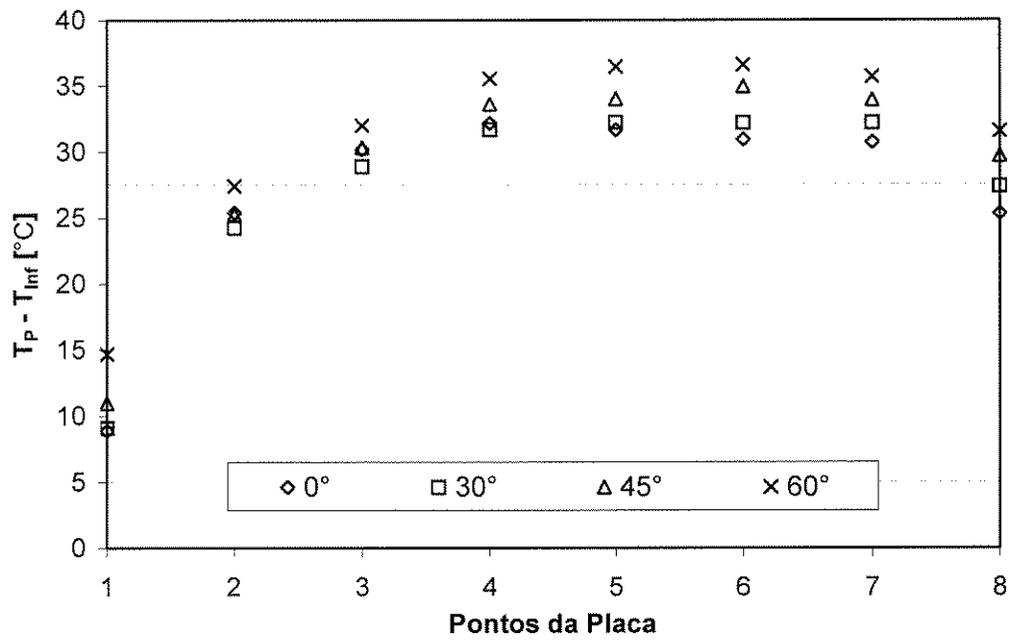


Figura 5.12: Perfis de sobretemperatura na placa para 50W de potência.

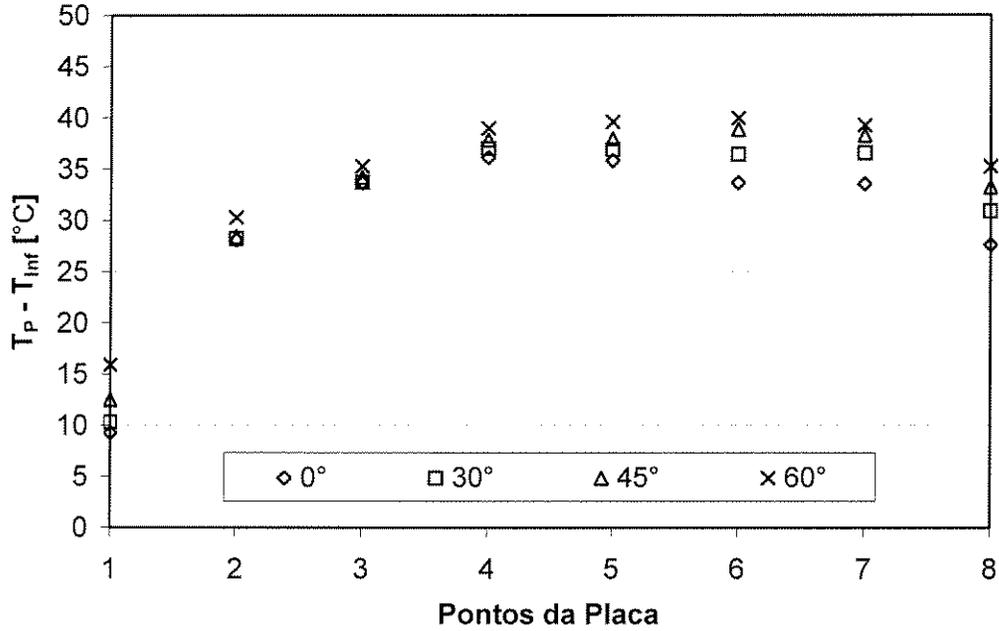


Figura 5.13: Perfis de sobretemperatura na placa para 60W de potência.

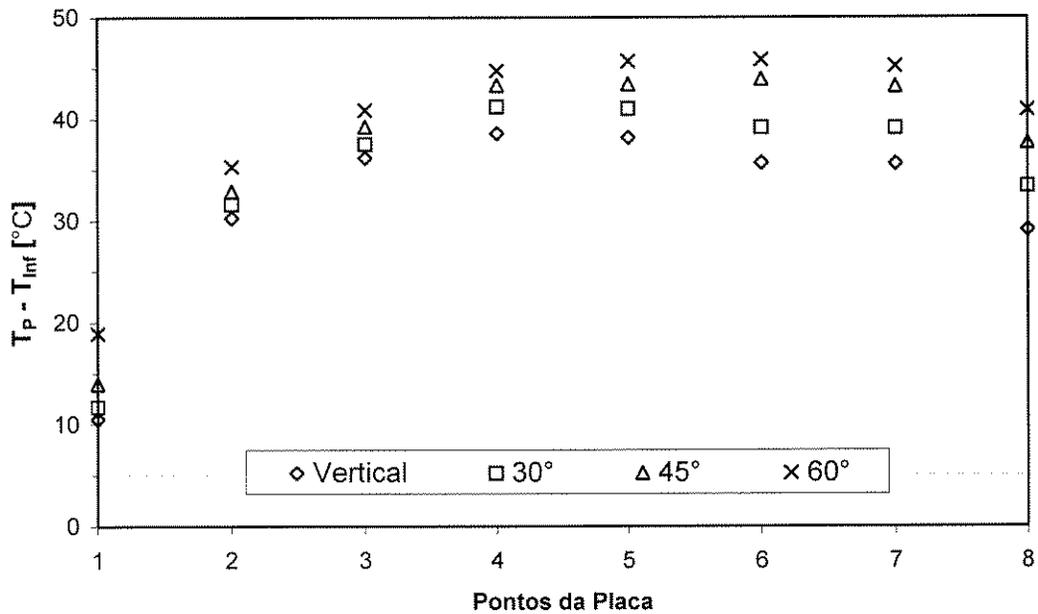


Figura 5.14: Perfis de Sobretemperatura na Placa – Potência de 70W.

Comparando as figuras 5.10 a 5.14, observa-se que para os testes realizados onde a potência da placa foi de 30 e 40W, não há grandes diferenças entre os valores de sobretemperatura entre a posição vertical e a máxima inclinação da placa. A diferença entre os valores de sobretemperatura aumenta entre a posição vertical e máxima inclinação para as maiores potências testadas, como as de 50, 60 e 70W.

5.4 - Resultados da Perda de Calor por Radiação

Nessa seção, são apresentados os resultados obtidos da análise da perda de calor por radiação descrita no capítulo 4. Nas figuras 5.15 a 5.17 são apresentadas as perdas de calor por radiação para as potências de 30, 50 e 70W respectivamente.

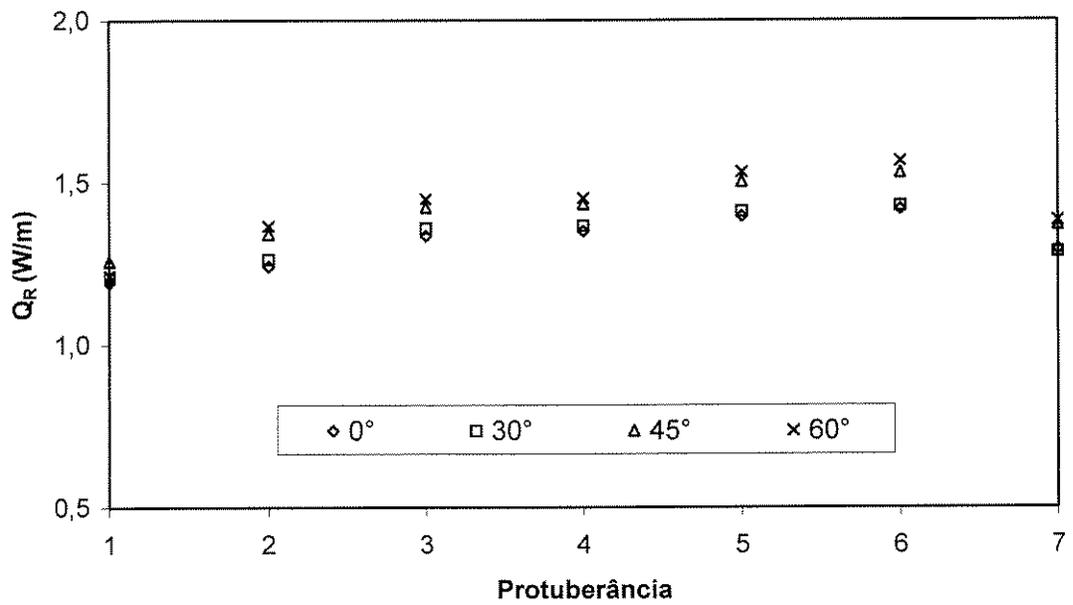


Figura 5.15: Perda de calor por radiação – Potência de 30W.

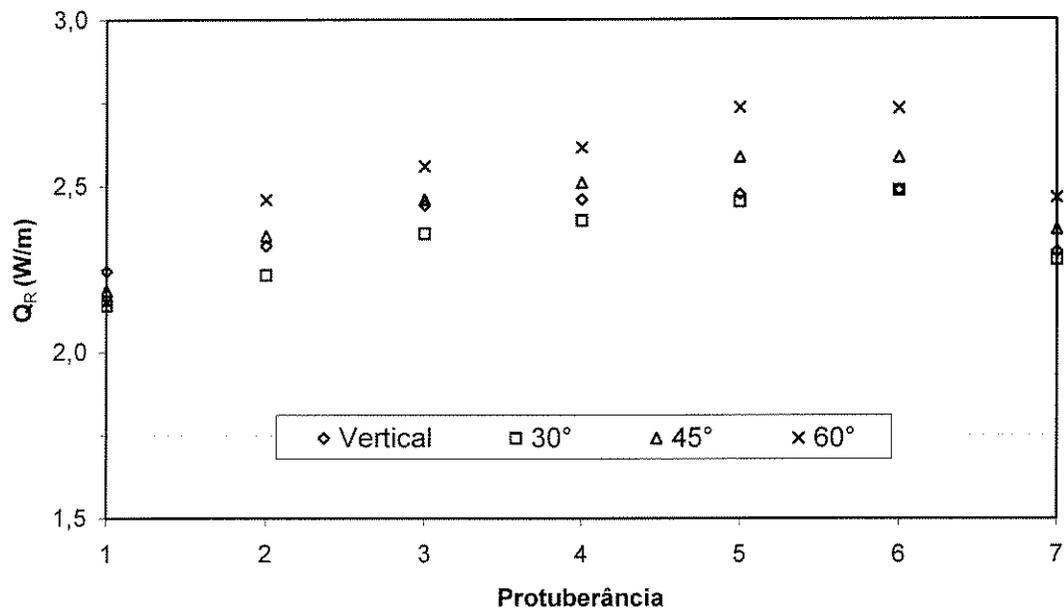


Figura 5.16: Perda de calor por radiação – Potência de 50W.

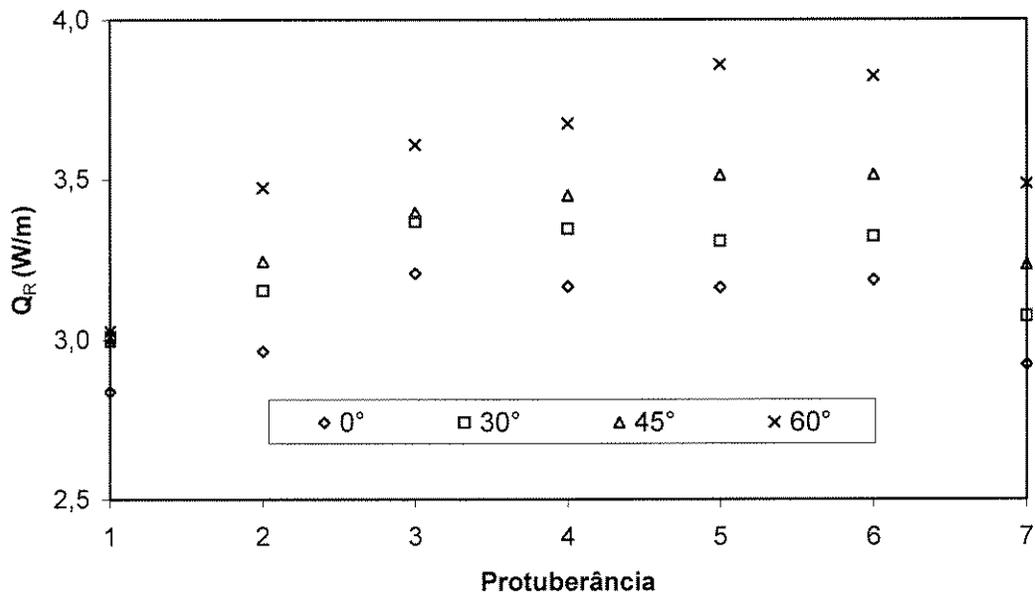


Figura 5.17: Perda de calor por radiação – Potência de 70W.

Comparando as Figuras 5.15 a 5.17 observa-se que a perda de calor aumenta à medida que a temperatura das protuberâncias também aumenta. Esse resultado era esperado, pois o cálculo da radiação envolve a temperatura da protuberância elevada à quarta potência.

A perda de calor por radiação cai na última protuberância devido à queda de temperatura nessa protuberância.

A superfície da protuberância que mais perde calor por radiação é a superfície frontal de cada protuberância, que é responsável por 40% da perda de calor por radiação, como mostra a Figura 5.18.

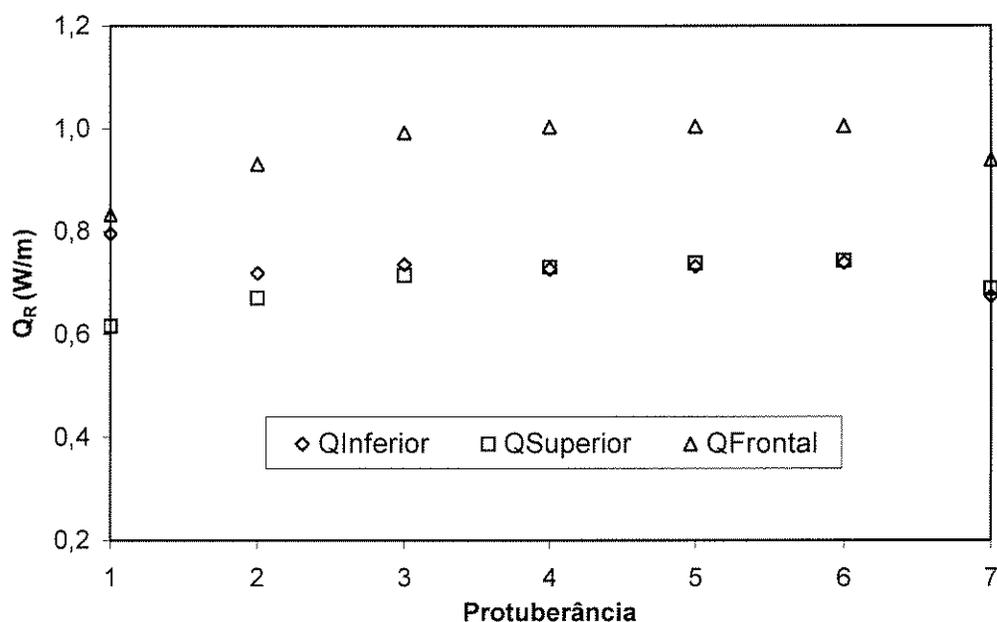


Figura 5.18: Perda de calor por radiação em cada protuberância: Superfícies Inferior, Superior e Frontal.

Comparando as perdas de calor por radiação na superfície inferior de cada protuberância, observa-se que a superfície inferior da primeira protuberância é a que perde mais calor por radiação. Isso se deve ao fato de que a maior diferença de temperatura entre a protuberância e a placa é encontrada na região de bordo de entrada da placa. As Figuras 5.10 à 5.14 mostram que a temperatura na extremidade inferior da placa é muito menor do que as temperaturas nas demais regiões da placa. Isso faz com que, somente na região de bordo de entrada da placa, a radiosidade na superfície inferior da primeira protuberância seja maior do que a radiosidade na extremidade inferior da placa, o que justifica a maior perda de calor por radiação nessa superfície.

Na última protuberância há uma queda na perda de calor por radiação em todas as superfícies. Isso deve ao fato de que ocorre uma queda da temperatura na última protuberância e também uma queda da temperatura no bordo de saída da placa, como mostrado nas Figuras 5.10 a 5.14.

5.5 - Resultados da Perda de Calor por Condução

Nessa seção, são apresentados os resultados obtidos da análise da perda de calor por condução descrita no capítulo 4. Nas Figura 5.19 a 5.21 são apresentadas as perdas de calor por condução para 30, 50 e 70W de potência.

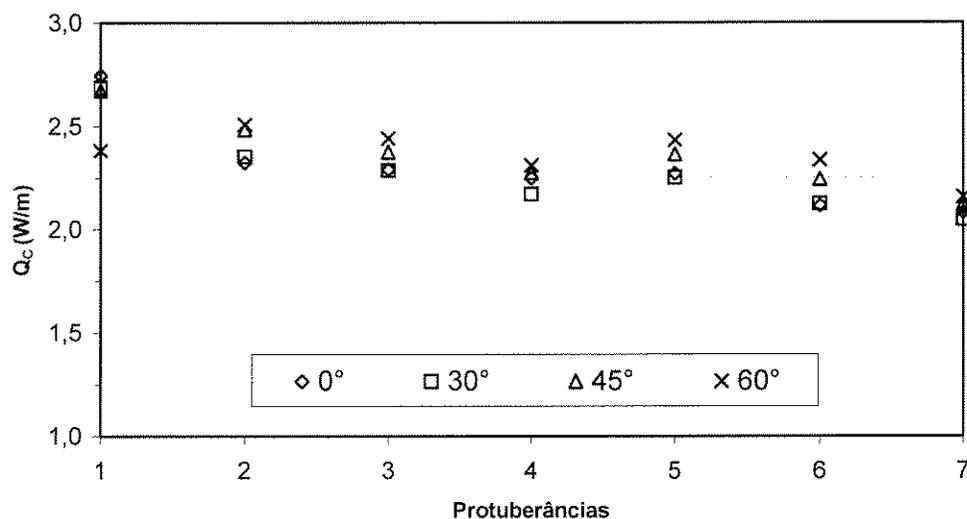


Figura 5.19: Perda de calor por condução – Potência de 30W.

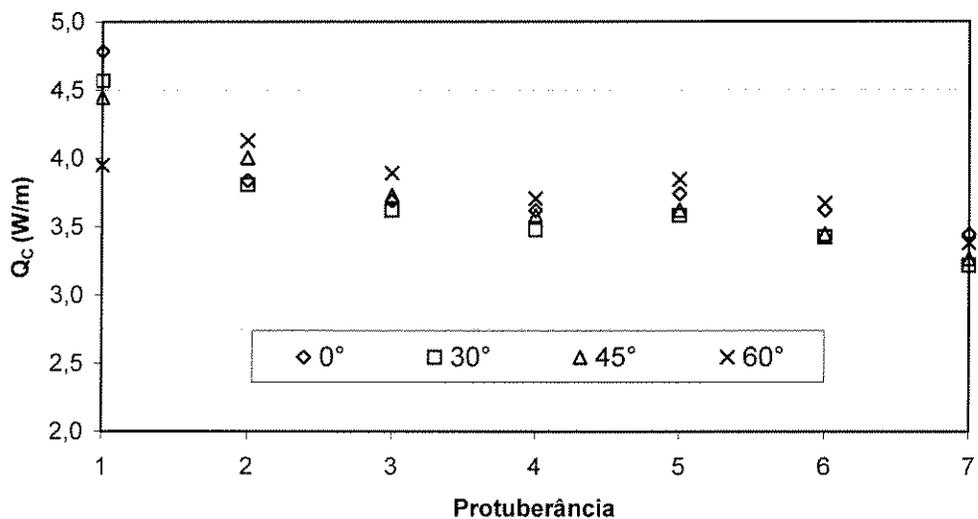


Figura 5.20: Perda de calor por condução – Potência de 50W.

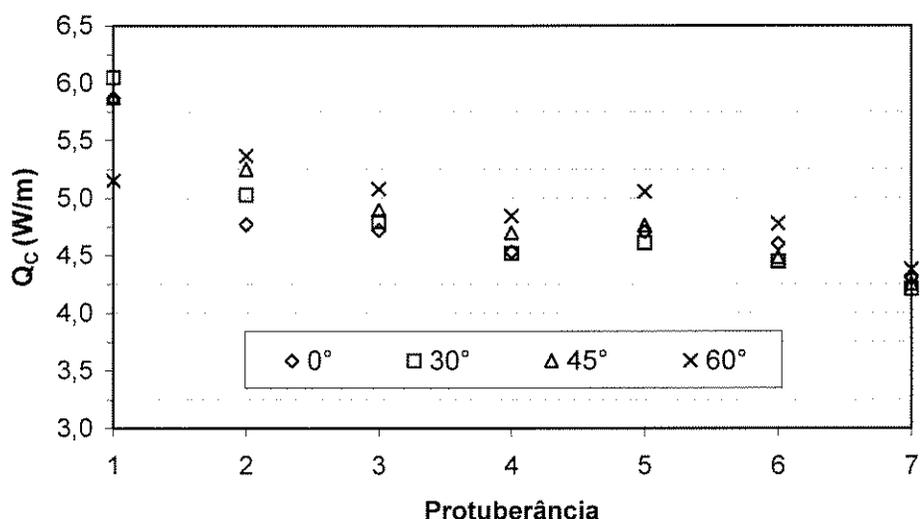


Figura 5.21: Perda de calor por condução – Potência de 70W.

Observando as Figuras 5.19 a 5.21 nota-se que, para as protuberâncias intermediárias, a diferença entre as perdas de calor por condução é muito baixa.

Para os testes realizados para a placa vertical e para as inclinações de 30° e 45°, a primeira protuberância é a que mais perde calor por condução. Isso se deve ao fato de que a maior diferença de temperatura entre a protuberância e a placa é encontrada na região de bordo de entrada da placa.

O mesmo não ocorre para os testes realizados com 60° de inclinação da placa, pois há uma queda brusca do coeficiente de transferência de calor na região da extremidade inferior da placa devido à inclinação da mesma, como mostra a Figura 5.23. Assim, a primeira protuberância para esses casos não é aquela que mais perde calor por condução.

Na sétima protuberância, há também uma queda da perda de calor por condução para todos os casos analisados. Isso ocorre não somente pelo fato de que ocorre uma queda de temperatura na última protuberância, mas também pelo fato de que o gradiente de temperatura entre o último elemento protuberante e a placa na posição à montante também diminui.

A Figura 5.22 mostra um diagrama dos gradientes de temperatura para o teste realizado com 50W dissipada na placa na posição vertical. A queda de temperatura na sétima protuberância e a queda no gradiente de temperatura faz com que a perda de calor por condução na sexta protuberância também diminua.

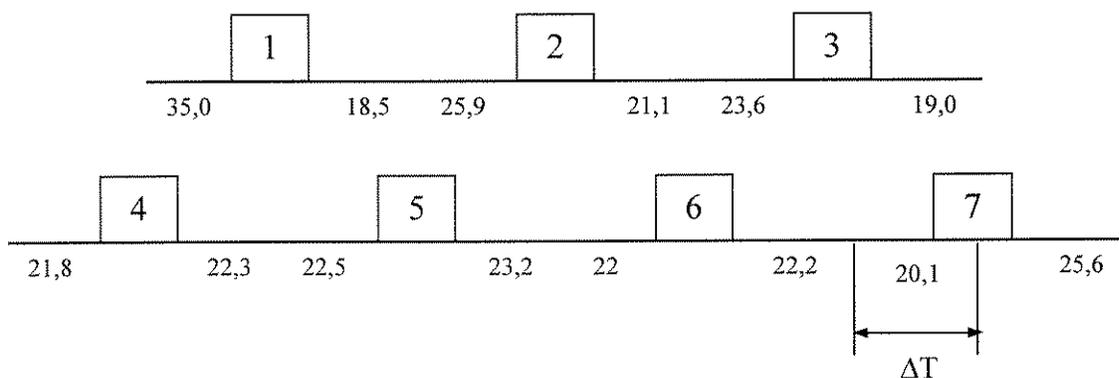


Figura 5.22: Digrama de gradientes de temperatura entre as protuberâncias e a placa.

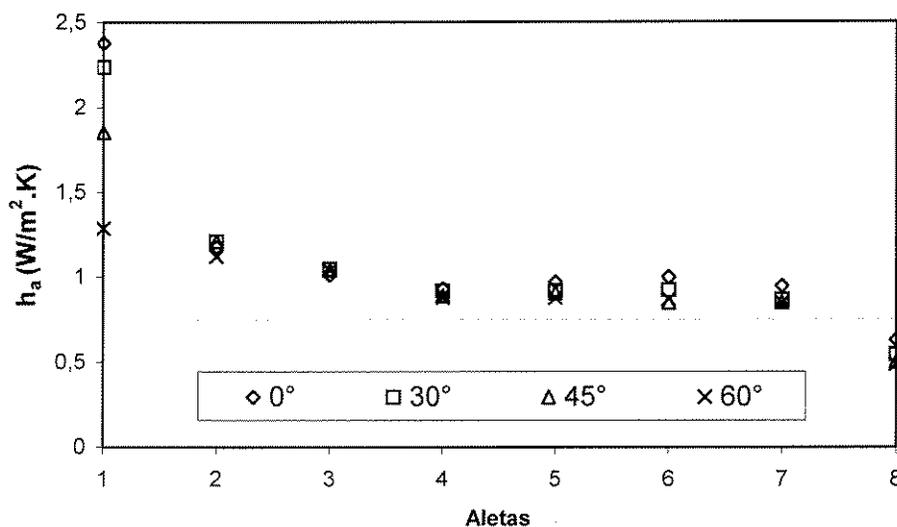


Figura 5.23: Coeficiente de transferência de calor nas aletas.

5.6 - Comparação entre os Mecanismos de Transferência de Calor

As Figuras 5.24 e 5.25 apresentam uma comparação entre as perdas de calor por radiação, condução e convecção para os testes realizados com 30 e 70W de potência e 60° de inclinação da placa.

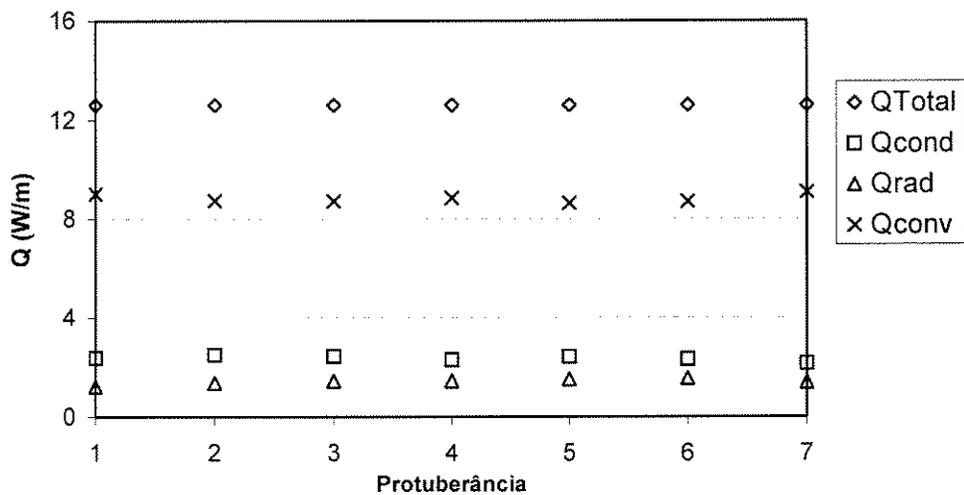


Figura 5.24: Comparação entre as perdas de calor – Potência de 30W e 60° de Inclinação.

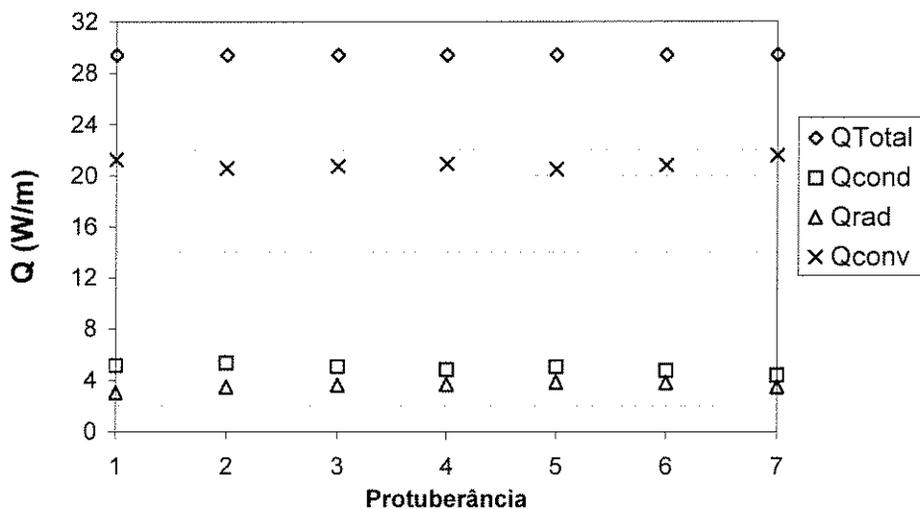


Figura 5.25: Comparação entre as perdas de calor – Potência de 70W e 60° de Inclinação.

Pode-se observar pelas Figuras 5.24 e 5.25 que as perdas de calor por condução e radiação são relativamente próximas. Essa proximidade dos resultados foi verificada para todos os casos testados experimentalmente. Assim, em média, a perda de calor por condução representa em 17% e a perda de calor por radiação representa em média 12% da potência dissipada por protuberância. A convecção natural representa 71% da perda de calor por protuberância. A Figura 5.26 apresenta um diagrama, em percentagem média, das perdas de calor.

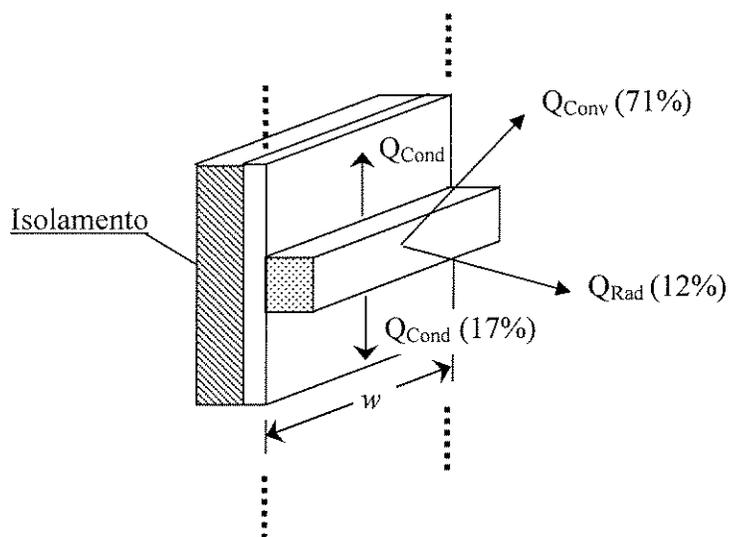


Figura 5.26: Diagrama das perdas de calor em médias de percentagem.

5.7 - Coeficiente de Transferência de Calor nas Protuberâncias

Nessa seção são apresentados os resultados obtidos no cálculo do coeficiente de transferência de calor nas protuberâncias. Nas figuras 5.26 a 5.30 são apresentados os resultados para o coeficiente local de transferência de calor nas protuberâncias para as potências de 30 a 70W.

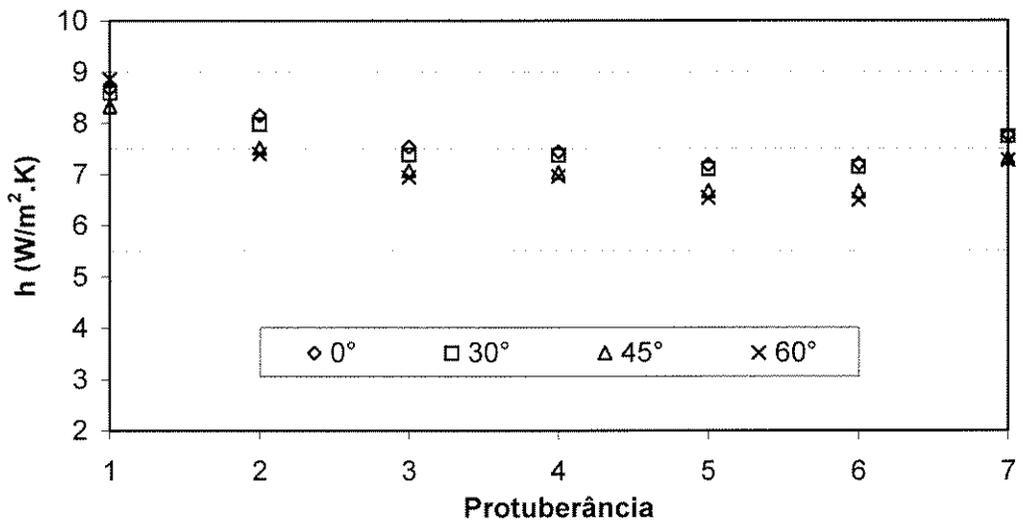


Figura 5.27: Coeficiente de transferência de calor local – Potência de 30W.

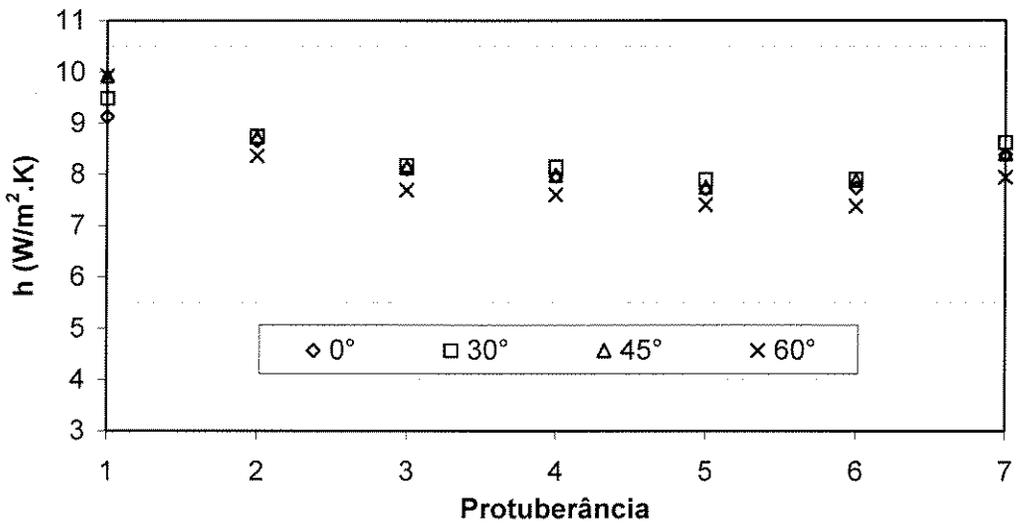


Figura 5.28: Coeficiente de transferência de calor local – Potência de 40W.

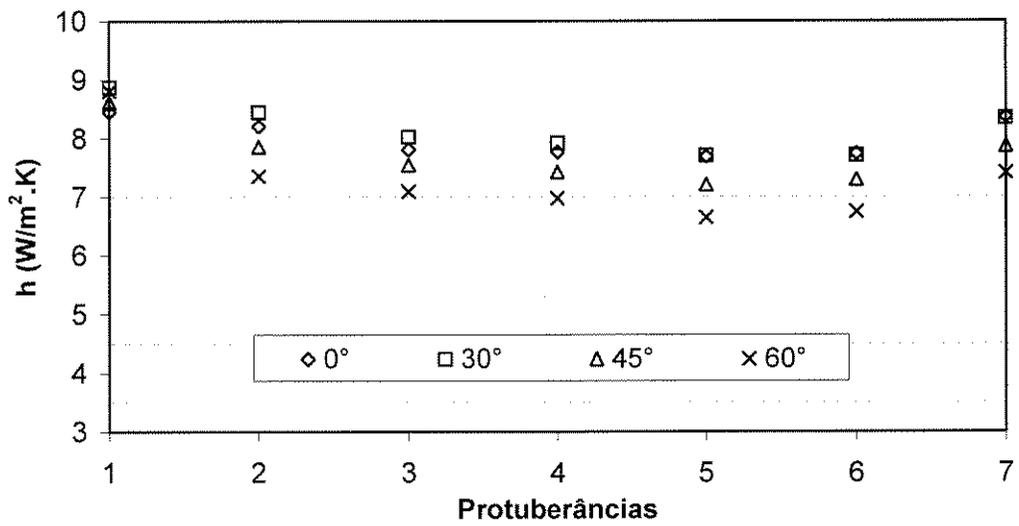


Figura 5.29: Coeficiente de transferência de calor local – Potência de 50W.

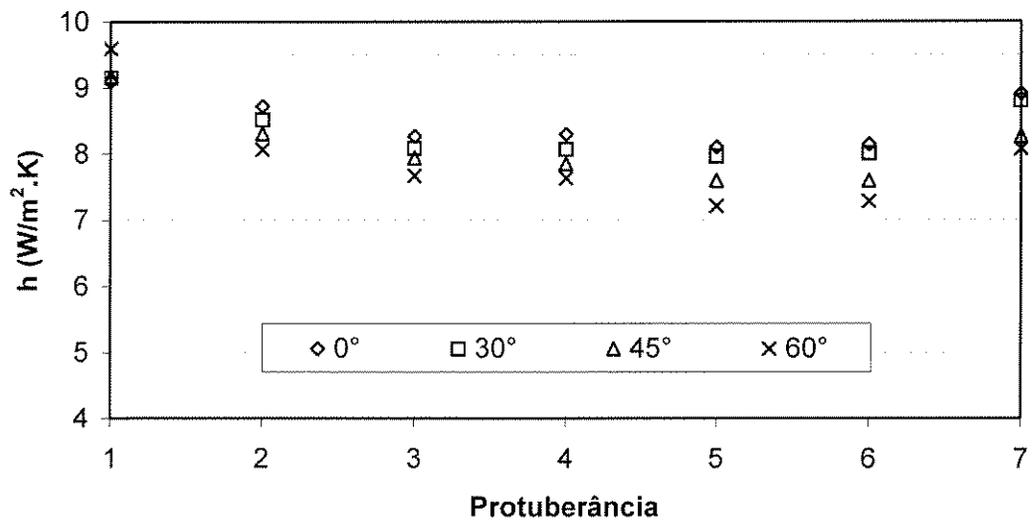


Figura 5.30: Coeficiente de transferência de calor local – Potência de 60W.

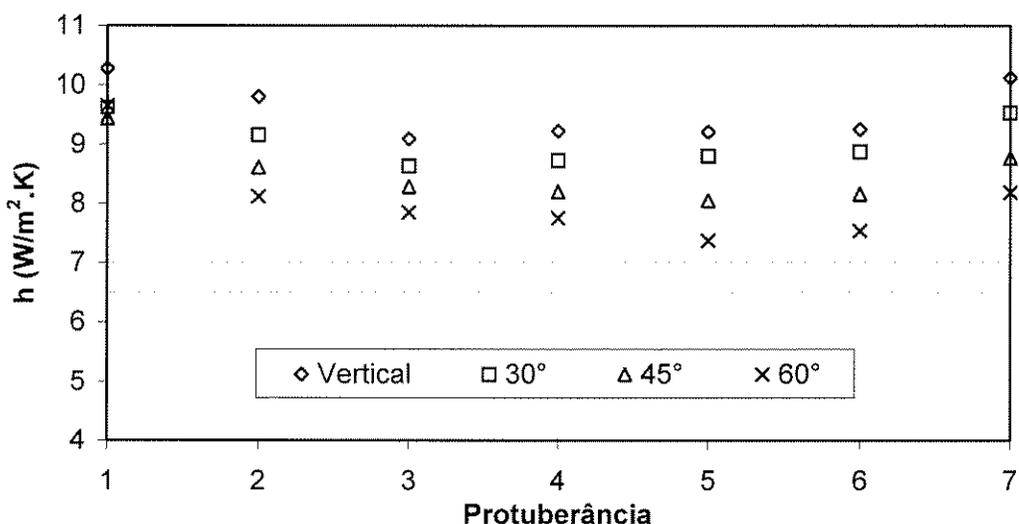


Figura 5.31: Coeficiente de transferência de calor local – Potência de 70W.

Comparando as Figuras 5.27 a 5.31 observa-se que o coeficiente de transferência de calor nas protuberâncias diminui na direção do escoamento principal. A partir da terceira protuberância, o coeficiente de transferência de calor diminui suavemente, o que faz com que a temperatura também aumente suavemente como discutido na seção 5.2. Na última protuberância, verifica-se um aumento do coeficiente de transferência de calor que pode ser atribuído a mudança no padrão de escoamento nessa região.

Avelar (2001) analisou numérica e experimentalmente a convecção natural em canais verticais contendo elementos protuberantes sob as condições de aquecimento uniforme e não uniforme das placas. Analisou também o efeito do espaçamento entre as placas que formavam os canais. As placas e as protuberâncias utilizadas no trabalho tinham as mesmas dimensões da placa e das protuberâncias utilizadas no presente trabalho. Os resultados numéricos apresentados mostraram a ocorrência de pequenas recirculações entre as protuberâncias e que para a extremidade inferior e superior da placa, o padrão de escoamento é diferente quando comparado com a região intermediária da placa.

Possivelmente, essa diferença faz com que o coeficiente de transferência de calor seja intensificado na superfície superior do último elemento protuberante, fazendo com que a temperatura do elemento diminua.

5.8 - Correlação para o Número de Nusselt

Nessa seção, primeiramente são definidos são definidos números adimensionais de Rayleigh e Nusselt local nas protuberâncias. Em seguida, busca-se uma correlação do número de Nusselt em função do número de Rayleigh.

A Figura 5.31 apresenta um esquema da placa estudada no presente trabalho. O número de Rayleigh, definido sob a condição de fluxo de calor uniforme, é conhecido como número de Rayleigh modificado e é dado por:

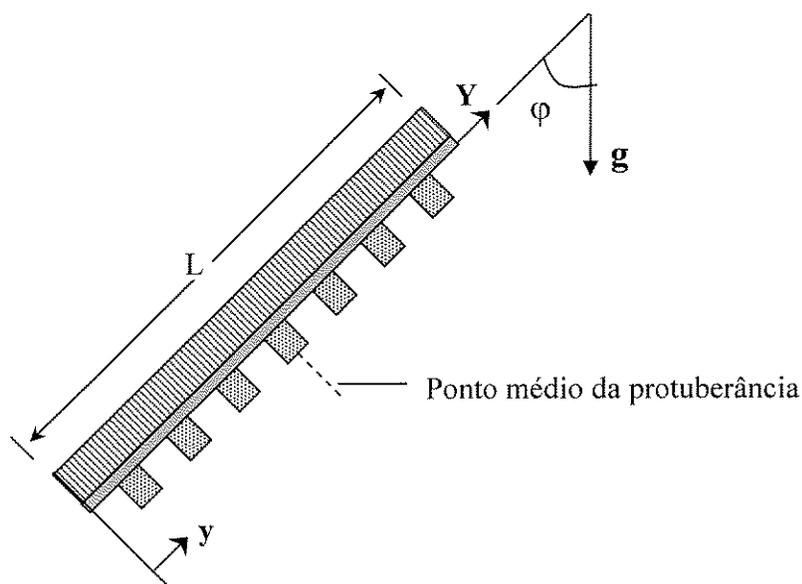


Figura 5.32: Esquema da placa de teste - ângulo de inclinação à partir da posição vertical

$$Ra_y^* = \frac{g \cos \varphi \beta q_p'' y^4}{\alpha \nu k} \quad (5.1)$$

onde:

Q : potência total dissipada na placa;

L : altura da placa;

$q_p'' = \frac{Q}{A_p} = \frac{Q}{L}$: taxa de calor de calor total dissipada por placa por metro de comprimento;

φ : ângulo de inclinação da placa;

$g \cos \varphi$: componente paralela à placa da aceleração da gravidade.

β : coeficiente de expansão térmica;

y : distância entre a origem e o ponto médio da protuberância

α : difusividade térmica;

ν : viscosidade cinemática;

κ : condutividade térmica do fluido.

A utilização da componente paralela à placa da aceleração gravitacional para placa lisa e inclinada foi proposta por Rich (1953). Em seu trabalho, ele analisou a convecção natural em uma placa plana submetida a diferentes ângulos de inclinação a partir da posição vertical com um dos lados aquecidos. Rich concluiu que para escoamento laminar e bidimensional, o coeficiente de transferência de calor em placas inclinadas pode ser determinado a partir da mesma correlação da placa vertical multiplicando a aceleração da gravidade no número de Rayleigh pelo ângulo de inclinação da placa.

Assim, com a hipótese de que, para placa protuberante e inclinada, este procedimento também seja válido, o número de Rayleigh para o presente trabalho também foi definido dessa forma.

A definição do número de Nusselt local é baseada na distância y a partir da ponta da placa e é dada por:

$$Nu_y = \frac{h_y y}{k_f} \quad (5.2)$$

As propriedades do ar foram retiradas da tabela de propriedades apresentada por Incropera (1998) a partir de uma temperatura média definida como:

$$T_{Média} = \frac{T_\infty + T_{Max}}{2} \quad (5.3)$$

onde:

T_{Max} : maior temperatura encontrada nas protuberâncias.

Dessa forma, foram obtidos valores para o número de Nusselt local em função do número de Rayleigh modificado para todos os testes realizados. Variando a potência entre 30 e 70W e o ângulo entre 0° e 60° de inclinação, a faixa de número de Rayleigh modificado ficou compreendida entre 3×10^5 e $4,3 \times 10^9$. A Figura 5.33 apresenta um gráfico desses valores.

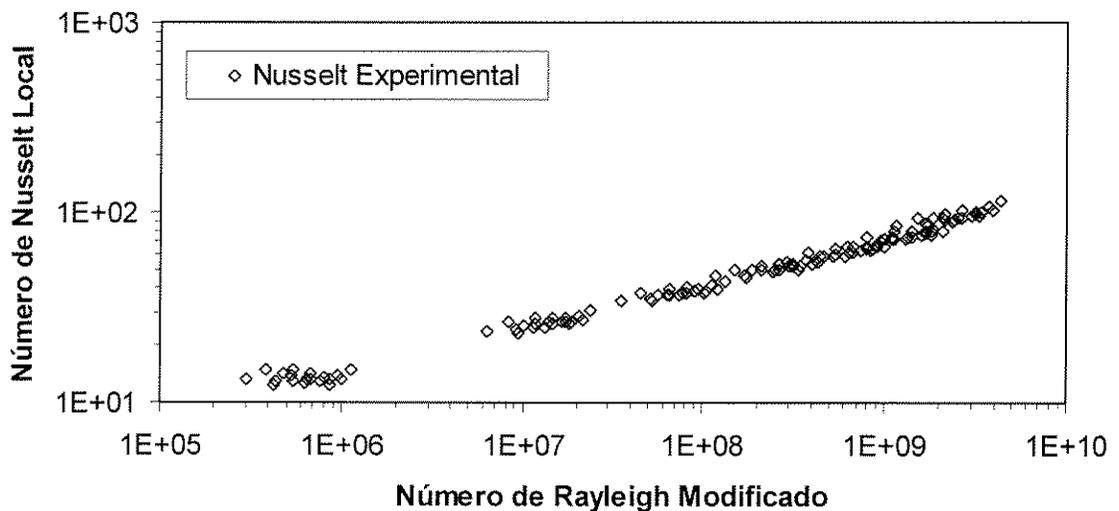


Figura 5.33: Nu x Ra para todos os dados experimentais

Com o intuito de avaliar o coeficiente de transferência de calor através dos números adimensionais, buscou-se correlacionar o número de Nusselt local com o número de Rayleigh modificado para todos os testes realizados. Observando o gráfico da Figura 5.33, cujos eixos estão na escala logarítmica, nota-se um comportamento linear do número de Nusselt local em relação ao Rayleigh modificado. Esse comportamento sugere que se busque uma lei de potência na forma:

$$Nu_y = CRa_y^{*n} \quad (5.4)$$

onde C e n são constantes.

A partir dos dados de número de Nusselt local nas protuberâncias e número de Rayleigh modificado, fez-se então um ajuste de curva e a correlação abaixo é proposta para a faixa de número de Rayleigh modificado utilizada neste trabalho.

$$Nu_y = 0,6Ra_{*y}^{0,23} \quad (5.5)$$

Sendo que a equação 5.5 é válida para $3 \times 10^5 \leq Ra_{*y} \leq 4,3 \times 10^9$ e inclinação $0^\circ \leq \varphi \leq 60^\circ$.

A Figura 5.34 apresenta uma comparação entre os valores de números de Nusselt local calculados a partir dos dados experimentais e a correlação sugerida pela equação 6.5. O desvio padrão da correlação é de aproximadamente 4 ($\sigma = 4$).

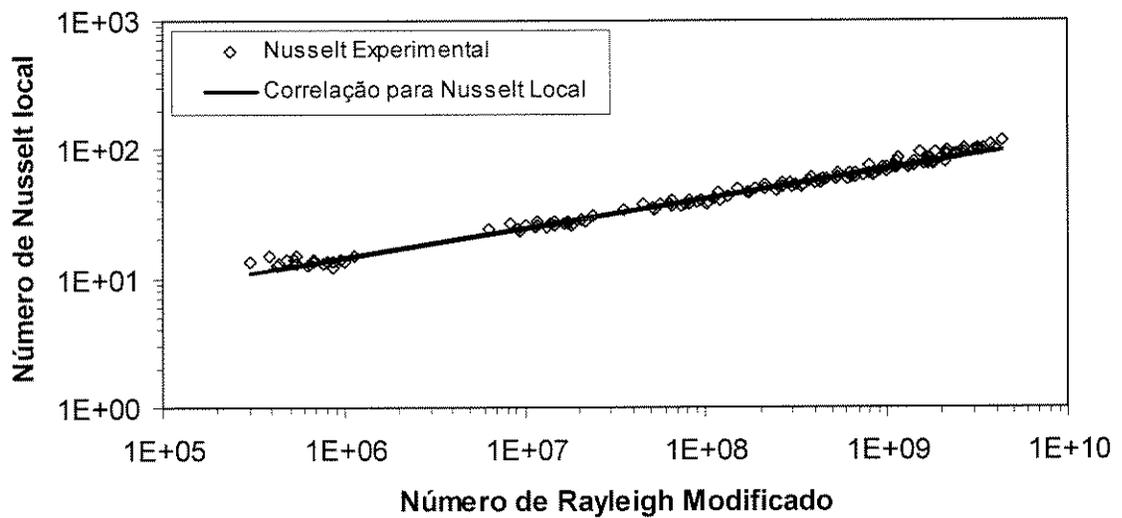


Figura 5.34: Comparação entre Nusselt experimental e a correlação proposta.

Através da Figura 5.33 verifica-se que o valor de Nusselt calculado pela equação 5.5 possui boa concordância com o valor de Nusselt experimental. Na primeira protuberância, para todos os casos analisados, essa diferença não foi superior a 14%.

Entre a segunda e a sexta protuberância, essa diferença não é maior do que 10% para todos os casos analisados. Para a última protuberância, essa diferença não é maior do que 16% para todos os casos analisados.

Dessa forma, pode-se concluir que é possível avaliar o número de Nusselt em função do número de Rayleigh através de uma única correlação, desde que a componente da aceleração gravitacional paralela à placa ($g \cos \phi$) seja utilizada no cálculo do número de Rayleigh.

Com objetivo de somente comparar a lei de potência obtida no presente trabalho (equação 5.5) com as leis de potência existentes na literatura, um gráfico foi criado como mostra a Figura 5.34.

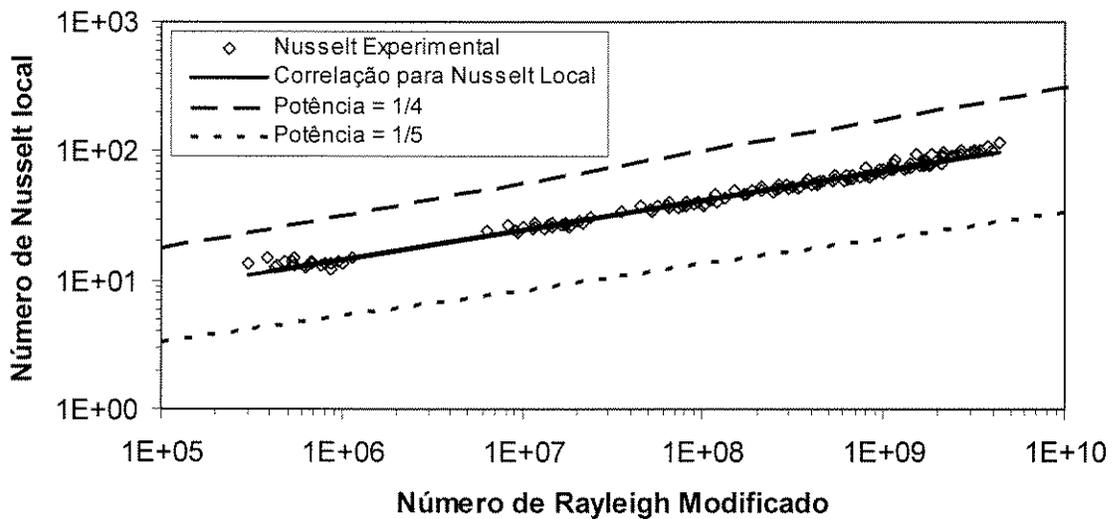


Figura 5.35: Comparação entre as leis de potência

Embora o número de Rayleigh obtido experimentalmente esteja dentro da faixa do regime laminar, a curva proposta pela correlação 5.5 está localizada entre as leis de potência existentes na literatura para regime laminar e regime turbulento, já que mostra que a lei de potência proposta pela equação 5.5 é aproximadamente a média entre essas leis de potência.

Comportamento similar foi verificado por Ortega e Moffat (1985) que estudaram experimentalmente a convecção natural, em regime laminar, sobre um conjunto de dez linhas de protuberâncias cúbicas e aquecidas, igualmente espaçadas e instaladas sobre uma placa isolada disposta na posição vertical para dois casos, um contendo uma placa secundária paralela a principal e o outro caso sem a placa paralela, onde o fluido de resfriamento considerado foi o ar. Para o caso onde a placa oposta não existe, verificaram características semelhantes aos estudos realizados para a placa vertical lisa em regime turbulento, mesmo para baixos número de Rayleigh, indicando que, embora o escoamento seja laminar, as protuberâncias aquecidas instaladas sobre a placa vertical lisa introduzem perturbações no escoamento através de turbilhões produzidos na parte oposta de cada protuberância.

Capítulo 6

Conclusão

No presente trabalho a convecção natural em uma placa contendo elementos aquecidos e protuberantes foi analisada experimentalmente. Uma montagem experimental adequada foi projetada de forma a permitir a variação angular da placa de teste a partir da posição vertical. Um transferidor foi instalado no conjunto experimental, o que permitiu medir o ângulo de inclinação da placa.

Testes experimentais foram realizados variando a potência entre 30 e 70W, de 10 em 10W, e variando o ângulo entre a posição vertical e 60° de inclinação, o que permitiu obter números de Rayleigh modificado entre 3×10^5 e $4,3 \times 10^9$.

A partir de um balanço de energia efetuado em cada protuberância, uma equação de redução de dados foi obtida para cada protuberância, considerando as taxas de transferência de calor por condução na placa e por radiação entre as superfícies, sendo possível avaliar o coeficiente de transferência de calor nas protuberâncias. Foi efetuada também uma análise de incerteza do coeficiente de transferência de calor. A análise mostrou que a incerteza média do coeficiente de transferência de calor é 5,5%.

O número de Nusselt local foi calculado nas protuberâncias em função do número de Rayleigh modificado.

Os resultados de Nusselt local para toda a faixa de número de Rayleigh coberta por esse trabalho foram inseridos em um gráfico cujos eixos estão na escala logarítmica e verificou-se que a distribuição dos pontos experimentais era quase linear. Dessa forma, buscou-se uma lei de potência que correlacionasse o número de Nusselt local em função do número de Rayleigh modificado.

A partir de um ajuste da curva de Nusselt local, foi obtida uma correlação de Nusselt local em função do número de Rayleigh modificado. Verificou-se boa concordância entre os dados experimentais e a correlação proposta.

Do presente trabalho conclui-se que é possível avaliar o número de Nusselt em função do número de Rayleigh para placa protuberante e inclinada através de uma única correlação, desde que a componente da aceleração gravitacional paralela à placa ($g \cos\varphi$) seja utilizada no cálculo do número de Rayleigh modificado.

Referências Bibliográficas

AVELAR, A. C. **Convecção Natural em Canais Verticais Contendo Elementos Protuberantes: Aquecimento Uniforme e Não Uniforme das Placas**. Campinas: FEM, UNICAMP. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2001, 155 p. Tese (Doutorado).

BEJAN, A., **Convection Heat Transfer**. New York: John Wiley & Sons, Inc, 1995. Cap. 4: External Natural Convection, pp. 156-208.

CHURCHILL, S. W., CHU, H. H. S. **Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection From a Vertical Plate**. International Journal Heat and Mass Transfer, v18, pp. 1323-1329, February 1975.

Dotson, J. P. **Heat Transfer from a Vertical Plate by Free Convection**. MS Thesis, Purdue University, W. Lafayette, Ind., May, 1954.

FUJII, T., IMURA, H. **Natural-Convection Heat Transfer From a Plate With Arbitrary Inclination**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v15, pp. 755-767, 1972.

INCROPERA, F. P., DeWITT, D. P., **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. New York: John Wiley & Sons, Inc, 1998, 494p.

KLINE, S. J., McCLINTOCK, F. A. **Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments**. Mechanical Engineering, v75, pp. 3-8, 1953.

LLOYD, J. R., SPARROW, E. M. **On the Instability of Natural Convection Flow on Inclined Plates.** Journal of Fluid Mechanics, v42, part 3, pp. 465-470, 1970.

MOFFAT, R. J. **Using Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment.** Journal of Fluid Engineering, v107, pp. 173-178, June 1985.

ORTEGA, A., MOFFAT, R. J. **Heat Transfer From an Array of Simulated Electronic Components: Experimental Results for Free Convection With and Without a Shrouding Wall, Heat Transfer in Electronic Equipment,** ASME HTD, v48, pp. 5-15, February 1985.

OSTRACH, S. **An Analysis of Laminar Free-Convection Flow and Heat Transfer About a Flat Plate Parallel to the Direction of the Generating Body Force.** NACA Report 1111, 1953.

RICH, B. R. **An Investigation of Heat Transfer From an Inclined Flat Plate in Free Convection.** Transactions of the ASME, v75, pp 489-499, May 1953.

SHAUKATULLAH, H., GEBHART, B. **An Experimental Investigation of Natural Convection Flow on an Inclined Surface.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v21, pp. 1481-1490, 1978.

SILVA, A. K., LORENTE, S., BEJAN, A. **Optimal Distribution of Discrete Heat Sources on a Wall With Natural Convection.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v47, pp. 203-214, 2004.

SPARROW, E. M., GREGG, J. L. **Laminar Free Convection From a Vertical Plate With Uniform Surface Heat Flux.** Transactions of the ASME, v.78, pp. 435-448, February 1956.

SPARROW, E. M., GREGG, J. L. **Similar Solutions for Free Convection From a Nonisothermal Vertical Plate.** Transactions of the ASME, pp. 379-386, February 1958.

VLIET, G. C. **Natural Convection Local Heat Transfer on Constant-Heat-Flux Inclined Surfaces**. Journal of Heat Transfer, 91C, pp. 511-516, November 1969.

VLIET, G. C., LIU, C. K. **An Experimental Study of Turbulent Natural Convection Boundary Layers**. Journal of Heat Transfer, 91C, pp. 517-531, November 1969.

VUOLO, J. H., **Fundamentos da Teoria de Erros**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1992, 225p.

WANG, H. Y., PENOT, F., SAULINER, J. B. **Numerical Study of a Buoyancy-Induced Flow Along a Vertical Plate With Discretely Heated Integrated Circuit Packages**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v40, N° 7, pp. 1509-1520, 1997.

Apêndice A

Descrição e Aplicação do Método das Radiosidades

A.1 – Descrição do Método das Radiosidades

Uma das principais complicações associadas à troca de calor por radiação entre superfícies não negras se deve a reflexão na superfície. Em uma cavidade, como aquela mostrada na Figura 4.2, a radiação pode experimentar múltiplas reflexões nas várias superfícies, com absorção parcial ocorrendo em cada uma delas. O fluxo de calor radiante, ou seja, a radiosidade, leva em consideração toda a energia radiante que deixa uma superfície, incluindo a fração refletida da irradiação, como mostra a Figura A.1.

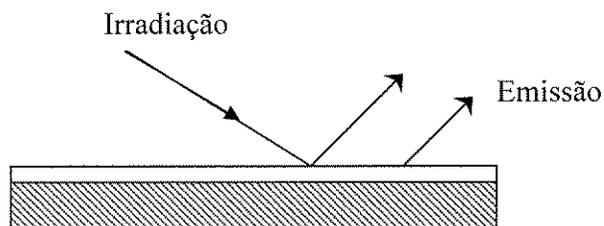


Figura A.1: Radiosidade de uma superfície.

Assim, a troca de calor por radiação em uma cavidade pode ser simplificada fazendo-se certas considerações. Cada superfície da cavidade é considerada isotérmica e é caracterizada por uma radiosidade uniforme e por uma irradiação também uniforme. Admite-se também comportamento de superfície cinza, opaca e difusa, e que o meio no interior da cavidade seja não participante.

Para manter cada superfície da cavidade a uma temperatura constante, a taxa líquida de troca de calor por radiação em superfície é dada por:

$$q_i = A(J_i - G_i) \quad (\text{A.1})$$

onde,

J_i é a radiosidade da superfície i

G_i é a irradiação da superfície i

Considerando superfície cinza, opaca e difusa, a radiosidade também pode ser representada por:

$$J_i = \varepsilon_i E_{cni} + (1 - \varepsilon_i)G_i \quad (\text{A.2})$$

Substituindo a equação (A.1) em (A.2), tem-se a representação conveniente para a taxa líquida de transferência de calor radiante em uma superfície, dada por:

$$q_i = \frac{E_{cni} - J_i}{(1 - \varepsilon_i) / \varepsilon_i A_i} \quad (\text{A.3})$$

A radiosidade J_i da equação (A.3) deve ser conhecida. Para determinar essa grandeza, é necessário considerar a troca de radiação entre as superfícies da cavidade. A irradiação da superfície i pode ser avaliada a partir das radiosidades de todas as superfícies da cavidade. A taxa total na qual a radiação atinge a superfície i oriunda de todas as superfícies, incluindo i , é dada por:

$$A_i G_i = \sum_{j=1}^N F_{ji} A_j J_j \quad (\text{A.4})$$

Cancelando as áreas e substituindo a equação (A.4) na equação (A.1), tem-se:

$$q_i = A_i \left(j_i - \sum_{j=1}^N F_{ij} j_j \right) \quad (\text{A.5})$$

Usando a regra do somatório, a taxa líquida de transferência de calor radiante na superfície i é relacionada com a troca radiante com as outras superfícies.

$$q_i = \sum_{j=1}^N AF_{ij} (J_i - J_j) = \sum_{j=1}^N q_{ij} \quad (\text{A.6})$$

Substituindo a equação (A.3) na equação (A.6), com o objetivo de usá-la para a condição de temperatura conhecida nas superfícies da cavidade, tem-se:

$$\frac{E_{cni} - J_i}{(1 - \varepsilon_i) / \varepsilon_i A_i} = \sum_{j=1}^N AF_{ij} (J_i - J_j) \quad (\text{A.7})$$

Assim, para se determinar as radiosidades das superfícies das cavidades intermediárias da placa, é necessário resolver um sistema de três equações, já que cada cavidade intermediária é formada por quatro superfícies sendo uma delas imaginária e considerada como sendo corpo negro tem a sua radiosidade conhecida.

A.2 - Aplicação o Método das Radiosidades

Aplicando a equação A.7 para cada superfície da cavidade mostrada na Figura A.2 determina-se o sistema de equações para a solução das radiosidades em cada superfície da cavidade.

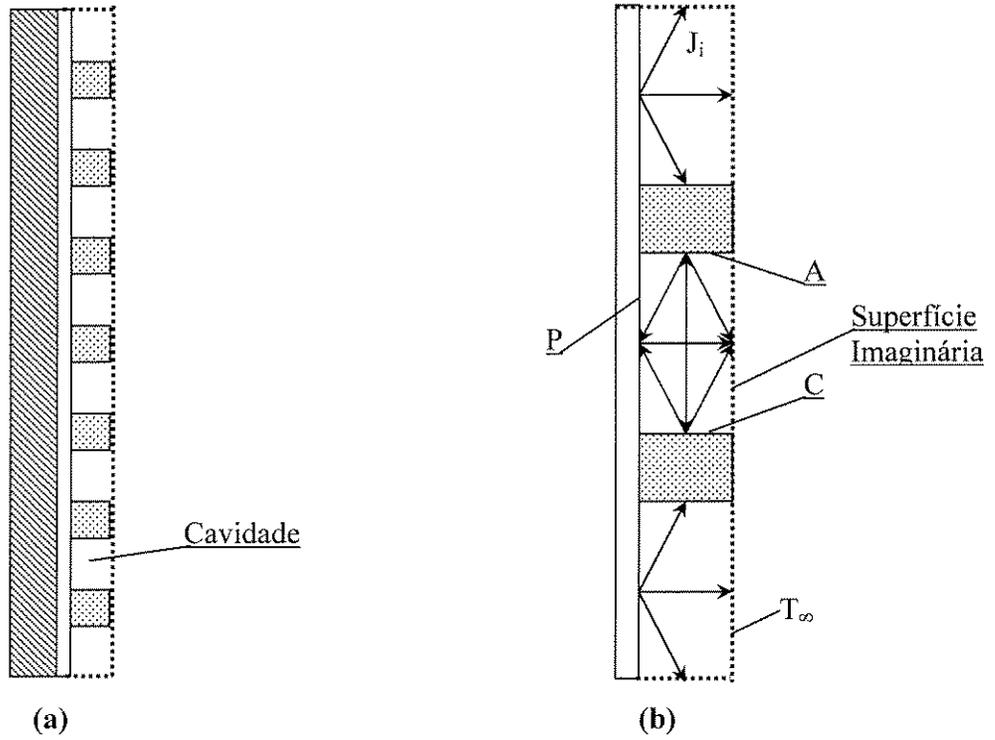


Figura A.2: Esquema das Cavidades

Superfície C da cavidade

$$\frac{E_C - J_C}{(1 - \varepsilon_C) / \varepsilon_C A_C} = \frac{J_C - J_P}{(1 / A_C F_{CP})} + \frac{J_C - J_A}{(1 / A_C F_{CA})} + \frac{J_C - J_{SI}}{(1 / A_C F_{CSI})} \quad (\text{A.8})$$

Adotando as seguintes modificações,

$$W_C = (1 - \varepsilon_C) / \varepsilon_C A_C \quad (\text{A.9a})$$

$$PM_{CP} = 1 / A_C F_{CP} \quad (\text{A.9b})$$

$$PM_{CA} = 1 / A_C F_{CA} \quad (\text{A.9c})$$

$$PM_{CSI} = 1 / A_C F_{CSI} \quad (\text{A.9d})$$

A equação A.8 assume a forma geral abaixo:

$$a_C J_C + b_C J_P + c_C J_A + d_C = 0 \quad (\text{A.10})$$

Para as demais superfícies da cavidade segue o mesmo método, e as equações são apresentadas abaixo:

Superfície P da cavidade:

$$\frac{E_p - J_p}{(1 - \varepsilon_p) / \varepsilon_p A_p} = \frac{J_p - J_C}{(1 / A_p F_{PC})} + \frac{J_p - J_A}{(1 / A_p F_{PA})} + \frac{J_p - J_{SI}}{(1 / A_p F_{PSI})} \quad (\text{A.11})$$

Ou assumindo a forma geral:

$$a_p J_C + b_p J_p + c_p J_A + d_p = 0 \quad (\text{A.12})$$

Superfície A da cavidade:

$$\frac{E_A - J_A}{(1 - \varepsilon_A) / \varepsilon_A A_A} = \frac{J_A - J_C}{(1 / A_A F_{AC})} + \frac{J_A - J_p}{(1 / A_A F_{AP})} + \frac{J_A - J_{SI}}{(1 / A_A F_{ASI})} \quad (\text{A.13})$$

Ou assumindo a forma geral:

$$a_A J_C + b_A J_p + c_A J_A + d_A = 0 \quad (\text{A.14})$$

onde:

$$E_C = E_A = \sigma \cdot (T_{AQ}^4) \quad (\text{A.15})$$

$$E_p = \sigma \cdot (T_p^4) \quad (\text{A.16})$$

Dessa forma, o sistema de equações para cada cavidade intermediária da placa é dado por:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_C J_C + b_C J_p + c_C J_A + d_C = 0 \\ a_p J_C + b_p J_p + c_p J_A + d_p = 0 \\ a_A J_C + b_A J_p + c_A J_A + d_A = 0 \end{array} \right. \quad (\text{A.17})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} a_p J_C + b_p J_p + c_p J_A + d_p = 0 \end{array} \right. \quad (\text{A.18})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} a_A J_C + b_A J_p + c_A J_A + d_A = 0 \end{array} \right. \quad (\text{A.19})$$

O sistema de equações (A.16, A.17 e A.18) foi resolvido utilizando o método de solução de eliminação de Gauss, utilizando-se um ambiente computacional e linguagem de programação em Visual Basic 6.0.

Já as cavidades das extremidades da placa, diferem das cavidades intermediárias. A protuberância da extremidade inferior da placa não enxerga nenhuma outra protuberância abaixo dela, assim como a protuberância da extremidade superior não enxerga nenhuma outra protuberância acima dela. Isso implica em uma mudança no padrão de perda de calor por radiação envolvendo as duas extremidades.

Para as cavidades da extremidade da placa, a determinação das radiosidades é obtida a partir de duas equações e duas incógnitas somente. Isso porque as cavidades das extremidades da placa possuem somente duas superfícies onde a radiosidade é desconhecida, sendo as superfícies A e P para a cavidade da extremidade inferior da placa e C e P para a cavidade da extremidade superior da placa, como mostra a Figura A.3.

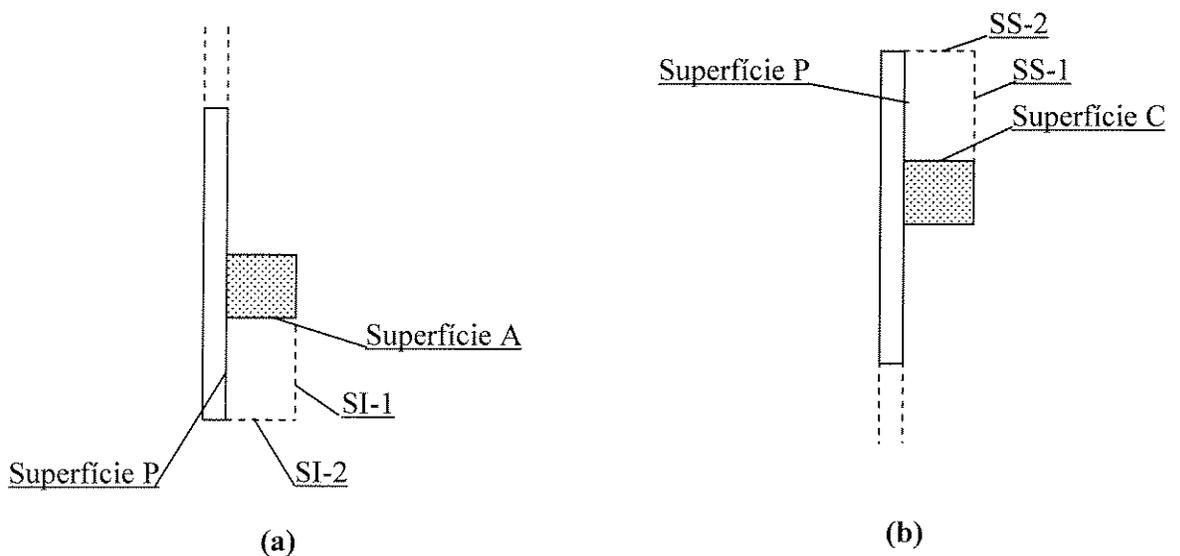


Figura A.3: Detalhes das cavidades: (a) Cavidade Inferior; (b) Cavidade Superior.

Dessa forma, para as cavidades das extremidades, a solução é obtida através de duas equações e duas incógnitas. As equações para a cavidade inferior e superior são:

⇒ Cavidade Inferior:

Superfície A da cavidade:

$$\frac{E_A - J_A}{(1 - \varepsilon_A)/\varepsilon_A A_A} = \frac{J_A - J_P}{(1/A_A F_{AP})} + \frac{J_A - J_{SI-1}}{(1/A_A F_{ASI-1})} + \frac{J_A - J_{SI-2}}{(1/A_A F_{ASI-2})} \quad (\text{A.20})$$

Adotando as seguintes modificações,

$$PM_{ASI-1} = 1/A_A F_{ASI-1} \quad (\text{A.21a})$$

$$PM_{ASI-2} = 1/A_A F_{ASI-2} \quad (\text{A.21b})$$

A equação A.20 assume a forma geral abaixo,

$$\alpha_1 J_A + \beta_1 J_P + \sigma_1 = 0 \quad (\text{A.22})$$

Superfície P da cavidade:

$$\frac{E_P - J_P}{(1 - \varepsilon_P)/\varepsilon_P A_P} = \frac{J_P - J_A}{(1/A_P F_{PA})} + \frac{J_P - J_{SI-1}}{(1/A_P F_{PSI-1})} + \frac{J_P - J_{SI-2}}{(1/A_P F_{PSI-2})} \quad (\text{A.23})$$

E de uma forma geral:

$$\alpha_2 J_A + \beta_2 J_P + \sigma_2 = 0 \quad (\text{A.24})$$

O sistema de equações para a cavidade inferior é dado por:

$$\begin{cases} \alpha_1 J_A + \beta_1 J_P + \sigma_1 = 0 & (\text{A.25}) \\ \alpha_2 J_A + \beta_2 J_P + \sigma_2 = 0 & (\text{A.26}) \end{cases}$$

Substituindo J_A da equação A.25 na equação A.26, tem-se J_P :

$$J_P = \frac{\alpha_2 \sigma_1 - \alpha_1 \sigma_2}{-\alpha_2 \beta_1 + \alpha_1 \beta_2} \quad (\text{A.27})$$

$$J_A = \frac{-\beta_1 J_P - \sigma_1}{\alpha_1} \quad (\text{A.28})$$

⇒ Cavidade Superior:

Superfície C da cavidade:

$$\frac{E_C - J_C}{(1 - \varepsilon_C)/\varepsilon_C A_C} = \frac{J_C - J_P}{(1/A_C F_{CP})} + \frac{J_C - J_{SS-1}}{(1/A_C F_{CSS-1})} + \frac{J_C - J_{SS-2}}{(1/A_C F_{CSS-2})} \quad (\text{A.29})$$

Adotando as seguintes modificações:

$$PM_{CSS-1} = 1/A_C F_{CSS-1} \quad (\text{A.30a})$$

$$PM_{CSS-2} = 1/A_C F_{CSS-2} \quad (\text{A.30b})$$

A equação para a superfície C assume a forma geral abaixo

$$\alpha_3 J_C + \beta_3 J_P + \sigma_3 = 0 \quad (\text{A.31})$$

Superfície P da cavidade:

$$\frac{E_P - J_P}{(1 - \varepsilon_P)/\varepsilon_P A_P} = \frac{J_P - J_A}{(1/A_P F_{PA})} + \frac{J_P - J_{SS-1}}{(1/A_P F_{PSS-1})} + \frac{J_P - J_{SS-2}}{(1/A_P F_{PSS-2})} \quad (\text{A.32})$$

A equação da superfície P assume a forma geral abaixo:

$$\alpha_4 J_C + \beta_4 J_P + \sigma_4 = 0 \quad (\text{A.33})$$

O sistema de equações da cavidade superior é dado por:

$$\begin{cases} \alpha_3 J_C + \beta_3 J_P + \sigma_3 = 0 & (\text{A.34}) \\ \alpha_4 J_C + \beta_4 J_P + \sigma_4 = 0 & (\text{A.35}) \end{cases}$$

Substituindo J_C da equação A.34 na equação A.35, tem-se J_P :

$$J_P = \frac{\alpha_4 \sigma_3 - \alpha_3 \sigma_2}{-\alpha_4 \beta_3 + \alpha_3 \beta_4} \quad (\text{A.36})$$

$$J_C = \frac{-\beta_3 J_P - \sigma_3}{\alpha_3} \quad (\text{A.37})$$

As faces frontais dos aquecedores também trocam calor por radiação para o ambiente. As superfícies frontais dos aquecedores enxergam somente a vizinhança, como mostra a Figura A.4, possibilitando o cálculo direto da taxa de troca calor por radiação ao ambiente da seguinte forma:

$$q_f = \varepsilon_f A_f \sigma (T_{AQ}^4 - T_{Viz}^4) \quad (\text{A.38})$$

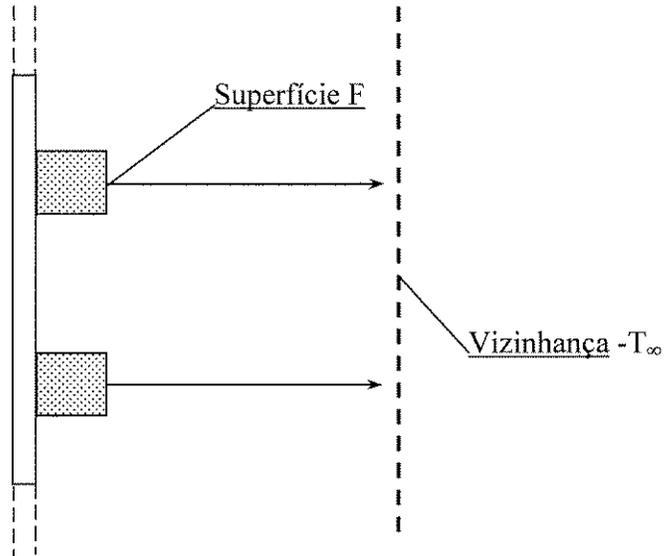


Figura A.4: Troca de calor por radiação na superfície frontal da protuberância

Com as radiosidades calculadas para cada superfície das protuberâncias, pode-se então determinar a taxa total de troca de calor por radiação em cada protuberância, conforme descrito abaixo:

$$Q_{T, Rad} = \sum_{Z=1}^3 q_Z \quad (A.39)$$

onde:

q_Z : taxa de troca de calor por radiação na superfície Z da protuberância.