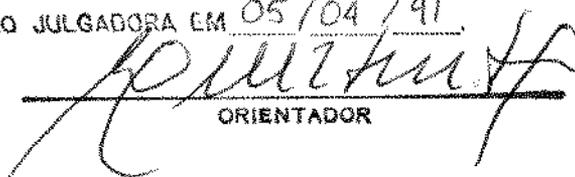


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO
DA TESE DEFENDIDA POR RICARDO ALAN
VERDU RAMOS E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 05/04/91


ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

**ESTUDO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONTATO
NO FECHAMENTO DE SUB-BASTIDORES DE
EQUIPAMENTOS DE TRANSMISSÃO DIGITAL**

68/91

Trabalho apresentado à Comissão
de Pós-Graduação da Faculdade de
Engenharia Mecânica como parte dos
requisitos para obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

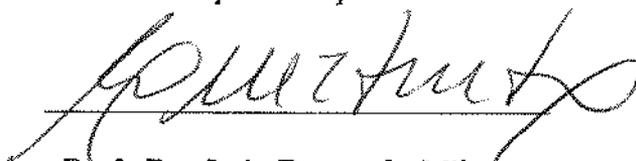
TESE DE MESTRADO

**ESTUDO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONTATO
NO FECHAMENTO DE SUB-BASTIDORES DE
EQUIPAMENTOS DE TRANSMISSÃO DIGITAL**

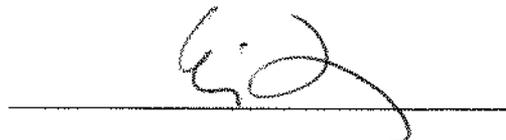
Autor: Ricardo Alan Verdú Ramos

Orientador: Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez

Aprovada por :



Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez



Prof. Dr. Emanuel Rocha Woiski



Prof. Dr. Eugênio Spanó Rosa

Campinas, Abril de 1991.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez pela orientação e presteza com que atuou na realização deste trabalho.

À CAPES (Coordenadoria de Aperfeiçoamento de Pessoal no Ensino Superior) pela concessão de bolsa de estudo durante a realização deste trabalho.

À TELEBRÁS (Telecomunicações Brasileiras S.A.) pelo fornecimento de toda a infra-estrutura necessária ao desenvolvimento deste trabalho, bem como pela concessão de bolsa de estudo complementar.

Ao CT (Centro de Tecnologia) da UNICAMP por possibilitar a utilização de seus laboratórios.

Aos pesquisadores Pedro Carvalho Filho, Nilo Ricardo Kim e Marcelo Ganzarolli do Grupo de Estudos Térmicos do Convênio UNICAMP/TELEBRÁS, do qual faço parte, pelo suporte técnico no desenvolvimento deste trabalho.

À pesquisadora Márcia Henriques Barbosa Mantelli do INPE (Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais) pelo fornecimento de material bibliográfico e por suas importantes sugestões.

Aos pesquisadores Rubens Stuginski Jr., Rubens Silva Telles e Tereza Cristina Cavalcanti da UNICAMP pelas sugestões e apoio na redação e diagramação deste trabalho.

A todos os companheiros que, direta ou indiretamente, colaboraram para a realização deste trabalho.

Agradeço em especial e também dedico este trabalho aos meus pais, *Sebastião Paulo e Lemercy*, que sempre incentivaram meus estudos.

Resumo

Estudo da Resistência Térmica de Contato no Fechamento de Sub-Bastidores de Equipamentos de Transmissão Digital

Esse trabalho faz parte de uma análise térmica de um equipamento eletrônico de transmissão digital conhecido como P.C.M. (Pulse Code Modulation) utilizado pela TELEBRÁS. Estes equipamentos são acondicionados em estruturas denominadas M.V.P. (Mecânica Vertical Padrão), caracterizadas pela disposição horizontal das placas de circuito impresso. Esta análise consistiu basicamente no estudo da transferência de calor por condução através da porta de um sub-bastidor que, segundo trabalhos anteriores, é o caminho preferencial para a dissipação do calor gerado nos componentes eletrônicos. Nesse sentido, um estudo pormenorizado da resistência térmica de contato se fez necessário.

O sistema usual de fechamento da porta é feito por meio de presilhas acionadas por molas. Este sistema exerce pressão apenas no sentido longitudinal e, devido à altura da porta, na região central a pressão é pequena. Esse trabalho analisa um sistema alternativo de fechamento por meio de parafusos que permite uma pressão de contato maior e uniformemente distribuída ao longo da porta, no intuito de diminuir

a resistência térmica de contato e os níveis de sobre-temperatura dos componentes eletrônicos.

Foram feitos testes experimentais para os dois sistemas de fechamento sendo os resultados comparados em termos da resistência térmica de contato e sobre-temperatura dos componentes.

Abstract

Study of the Thermal Contact Resistance Between Door and Module of Digital Transmission Equipments

This work is part of an overall thermal analysis of an equipment known as the Pulse Code Modulation (P.C.M.) used by TELEBRÁS (Brazilian Telecommunications). Such equipments are fixed in structures named slim racks where the printed circuit boards are arranged horizontally. The analysis was focused basically in the study of the heat transfer by conduction through the door of a module, known from previous works to be the predominant path for the heat dissipation into the environment. Therefore, a comprehensive analysis of the contact thermal resistance is required.

Usually the door module is held in position by hinges actuated by springs. An alternative procedure using screws is discussed in order to obtain a better contact pressure evenly distributed along the door frame.

Tests were carried out for the usual door closing procedure and for the alternative way, and the results compared in terms of the thermal contact resistance and excess temperature of the components.

Símbolos e Unidades

a	- Raio médio dos pontos de microcontato, [m]
A	- Área de contato, [m ²]
b	- Raio médio dos cilindros elementares, [m]
c	- Calor específico, [kJ/kg.°C]
C	- Valor adimensional da condutância térmica de contato
d	- Altura máxima da ondulação, [m]
D	- Diâmetro, [m]
E	- Módulo de elasticidade, [N/m ²]
f	- Fator de correção do parâmetro de constricção
F	- Força de contato, [N]
g	- Aceleração gravitacional, [m/s ²]
$G(y)$	- Fator de atenuação da constricção
h	- Condução térm. de contato/Coef. de transf. de calor, [W/m ² .°C]
h	- Altura, [m]
H	- Microdureza superficial, [N/m ²]
k	- Condutividade térmica, [W/m.°C]
l	- Largura, [m]
L	- Comprimento/Profundidade, [m]
Le	- Profundidade de penetração, [m]
m	- Média absoluta da inclinação das asperezas, [rad]
M	- Parâmetro do fluido intersticial

n	- Número de microcontatos na área aparente de contato
P	- Pressão de contato, [N/m ²]
Pr	- Número de Prandtl
q	- Fluxo de calor, [W/m ²]
Q	- Calor, [W]
r	- Raio da calota esférica, [m]
R	- Resistência térmica de contato, [°C /W]
Ra	- Número de Rayleigh
t	- Espessura da camada metálica, [m]
T	- Temperatura, [°C]
w	- Incerteza
x	- Variável independente
X	- Variável dependente
y	- Razão de constricção para as áreas de contato
Y	- Distância entre os planos médios das superfícies em contato, [m]
z	- Coordenada cartesiana perpendicular as superfícies de contato
α	- Difusividade térmica, [m ² /s]
β	- Coeficiente de expansão térmica, [1/K]
γ	- Razão entre os calores específicos do gás
Γ	- Razão de Poisson
Δ	- Variação/Queda
∇	- Gradiente
ϵ	- Parâmetro das propriedades do fluido intersticial
ζ	- Grau de deformação das superfícies sob pressão
η	- Parâmetro de acomodação do fluido intersticial
θ	- Ângulo dos picos das asperezas, [rad]
Λ	- Caminho livre médio das moléculas de gás, [m]
μ	- Coeficiente de atrito
ν	- Viscosidade cinemática, [m ² /s]
ξ	- Ângulo de hélice do parafuso, [rad]

ρ	- Direção radial
σ	- Rugosidade superficial RMS, [m]
ς	- Constante adimensional (função de Pr)
τ	- Torque, [N.m]
ϕ	- Parâmetro geométrico
φ	- Metade do ângulo da rosca do parafuso
Ψ	- Parâmetro de constrição do fluxo de calor

Índices Superiores

'	- Referente aos parâmetros quando existe uma substância intersticial
---	--

Índices Inferiores

a	- Aparente
c	- Contato
f	- Fenda
g	- Gás
j	- Junta
l	- Referente à cobertura metálica
L	- Macrocontato
m	- Médio
mh	- Médio harmônico
M	- Microcontato
t	- Total
1	- Referente à superfície 1 da junta (substrato 1)
2	- Referente à superfície 2 da junta (substrato 2)
3	- Referente ao material intersticial (solda, cola)

∞	- Referente às propriedades no Continuum
<i>ar</i>	- Ar
<i>bli</i>	- Blindagem magnética
<i>bli – por</i>	- Interface de contato entre a blindagem magnética e a porta
<i>comp</i>	- Componente
<i>def</i>	- Definição
<i>exp</i>	- Correlações experimentais
<i>mim</i>	- Mínimo
<i>par</i>	- Parede lateral
<i>par – por</i>	- Interface de contato entre a parede lateral e a porta
<i>pla</i>	- Placa
<i>pla – por</i>	- Interface de contato entre a placa e a porta
<i>por</i>	- Porta

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	A Dissipação Térmica em Componentes Eletrônicos	1
1.2	O Controle Térmico e a Confiabilidade de um Sistema Eletrônico	2
1.3	Análise Térmica de um Equipamento Eletrônico	4
1.4	Teste Térmico em Equipamento Eletrônico	5
1.5	Mecanismos e Dispositivos de Transferência de Calor em Equipamentos Eletrônicos	6
1.6	Equipamentos Eletrônicos de Transmissão Digital	8
1.7	A Réplica Térmica do Equipamento de Transmissão Digital	9
1.8	A Unidade Térmica	10
2	Objetivo do Trabalho	21
3	Análise Teórica	27
3.1	Introdução	27
3.2	Parâmetros que Exercem Influência sobre a Resistência Térmica de Con- tato	29
3.2.1	Número, Forma, Dimensão e Arranjo Físico dos Pontos de Con- tato	29
3.2.2	Acabamento Superficial	30
3.2.3	Pressão de Contato	31
3.2.4	Temperatura Média da Interface	32
3.2.5	Gradientes Térmicos	33

3.2.6	Direção do Fluxo de Calor	33
3.2.7	Tempo	34
3.2.8	Propriedades Mecânicas dos Materiais	34
3.2.9	Condutividade Térmica	34
3.2.10	Substância Intersticial	35
	3.2.10.1 Substância Intersticial Gasosa	35
	3.2.10.2 Substância Intersticial Não Gasosa	36
3.2.11	Filmes de Óxido na Superfície	37
3.2.12	Número de Compressões e Descompressões	38
3.3	Pesquisas em Resistência Térmica de Contato	38
3.3.1	Aplicações Gerais	38
3.3.2	Aplicações em Materiais Avançados	39
	3.3.2.1 Materiais Porosos	39
	3.3.2.2 Materiais Cobertos	39
	3.3.2.3 Materiais Compostos	39
3.3.3	Aplicações Aeroespaciais	40
3.3.4	Aplicações em Biomedicina	40
3.3.5	Aplicações em Microeletrônica	40
3.4	Modelos Físico-Matemáticos para Determinação da Resistência Térmica de Contato	41
3.5	Correlações Experimentais para Determinar a Resistência Térmica de Contato	43
3.5.1	Correlações Experimentais para Determinar a Resistência Térmica de Contato dos Contatos	44
	3.5.1.1 Juntas Descobertas	44
	3.5.1.2 Juntas Cobertas	46
	3.5.1.3 Juntas Permanentes	47
3.5.2	Correlações Experimentais para Determinar a Resistência Térmica de Contato das Fendas	48
3.6	Aparato para Determinação Experimental da Resistência Térmica de Contato	49

4	Análise Experimental	60
4.1	Introdução	60
4.2	Proposição do Modelo Experimental	61
4.3	Determinação da Resistência Térmica de Contato no Fechamento de um Sub-Bastidor da M.V.P. através da Eq. da Definição (eq. 3.2)	61
4.3.1	Introdução	61
4.3.2	Hipóteses Simplificadoras	62
4.3.3	Material Utilizado	62
4.3.4	Procedimento	63
4.3.4.1	Determinação da Potência Dissipada por Placa	63
4.3.4.2	Determinação da Área Aparente de Contato	64
4.3.4.3	Determinação da Pressão Aparente de Contato	64
4.3.4.4	Determinação da Temperatura das Superfícies de Contato	66
4.3.4.5	Determinação do Calor por Condução Através das Superfícies de Contato	66
4.4	Determinação da Resistência Térmica de Contato no Fechamento de um Sub-bastidor da M.V.P. Através de Correlações Experimentais	67
4.4.1	Introdução	67
4.4.2	Hipóteses Simplificadoras	67
4.4.3	Material Utilizado	67
4.4.4	Procedimento	68
4.4.4.1	Determinação das Propriedades Superficiais e Mecânicas das Superfícies de Contato	68
4.4.4.2	Determinação da Condutividade Térmica das Superfícies de Contato	69
4.4.4.3	Determinação das Propriedades Termofísicas do Ar	69
4.5	Det. Experimental da Sobre-Temperatura do Componente mais Crítico	69
5	Resultados	85

5.1	Comparação entre os sistemas de fechamento com relação à resistência térmica de contato nas interfaces, para cada método de determinação	85
5.2	Comparação entre os métodos de determinação da resistência térmica de contato nas interfaces, para cada sistema de fechamento	86
5.3	Comparação entre os sistemas de fechamento com relação à sobre-temperatura do componente mais crítico	86
6	Comentários e Conclusões	92
7	Bibliografia	95
8	Apêndices	100
A	Modelos Físico-Matemáticos	100
A.1	Modelo de Clausing	100
A.2	Modelo de Mikic e Rohsenow	102
B	Análise das Incertezas	109
B.1	Introdução	109
B.2	Formulação	110
B.2.1	Incerteza na determinação da R.T.C. através da equação da definição	110
B.2.2	Incerteza na determinação da R.T.C. através das correlações experimentais	111
B.3	Aplicação	122
B.3.1	Apresentação das incertezas dos parâmetros medidos de acordo com os equipamentos utilizados para medição	122
B.3.2	Estimativa das incertezas dos parâmetros adotados	122
B.3.3	Estimativa das incertezas dos parâmetros obtidos indiretamente	122
B.3.4	Estimativa das incertezas dos parâmetros tabelados	123
B.3.5	Determinação das incertezas dependentes de valores físicos	123
B.3.6	Determinação das incertezas no cálculo da R.T.C.	125

C	Análise da Penetração da Conv. Natural em uma Cavidade Lateral	126
C.1	Introdução	126
C.2	Formulação	127
C.3	Hipóteses	127
C.4	Aplicação	128
C.5	Resultados	129
C.6	Comentários e Conclusões	129

Lista de Figuras

1.1	Taxa de falha em função da temperatura para dispositivos digitais bi-polares	12
1.2	Influência do meio ambiente no mecanismo de falha em equipamentos eletrônicos	12
1.3	Diferenças de temperatura em função do fluxo de calor para vários mecanismos de transferência de calor	13
1.4	Representação esquemática de um sub-bastidor.	13
1.5	Representação esquemática de uma coluna da M.V.P.	14
1.6	Representação esquemática do painel traseiro da M.V.P.	15
1.7	Representação esquemática do sist. de fixação da porta do sub-bastidor	15
1.8	Representação esquemática da Réplia Térmica de um equipamento P.C.M. utilizada nos testes experimentais.	16
1.9	Representação esquemática de uma placa de circuito impresso utilizada nos estudos térmicos.	17
1.10	Representação esquemática de uma blindagem magnética.	17
1.11	Representação esquemática da disposição das placas de circuito impresso dentro de um sub-bastidor.	18
1.12	Representação esquemática de uma unidade térmica típica de um sub-bastidor da M.V.P.	18
1.13	Representação esquemática das trocas de calor entre as placas de circuito impresso e as blindagens magnéticas.	19
1.14	Representação esquemática das trocas reais de calor desde o ponto de geração até o ponto de dissipação.	19

2.1	Malha térmica que representa a unidade térmica	25
2.2	Tipo de sistema de fechamento de um sub-bastidor para reduzir a resistência térmica de contato.	26
3.1	Representação esquemática da constrição do fluxo de calor em uma interface de contato	52
3.2	Representação esquemática da diferença de temperatura em uma interface de contato	52
3.3	Perfil linear típico de uma sup. que apresenta ondulação e rugosidade	53
3.4	Vista ampliada de interfaces de contato de acordo com o acabamento superficial	53
3.5	Efeito do acabamento superficial e da pressão de contato sobre a resistência térmica de uma interface	54
3.6	Efeito da temperatura média da interface sobre a condutância térmica de contato em função da pressão de contato	54
3.7	Efeito de retificação térmica sobre as superfícies de contato	55
3.8	Efeito da retificação térmica sobre a cond. térmica de contato	55
3.9	Efeito da pressão do gás intersticial sobre a res. térmica de contato	56
3.10	Efeito da espessura da folha metálica sobre a res. térmica de contato	56
3.11	Representação esquemática de uma junta coberta	57
3.12	Efeito do acabamento superficial sobre a condutância de uma junta coberta	57
3.13	Efeito da espessura da cobertura sobre a condutância da junta	58
3.14	Efeito da pressão de contato sobre a condutância de uma junta coberta	58
3.15	Representação esquemática de um aparato para determinação experimental da resistência térmica de contato de uma junta	59
4.1	Representação esquemática do modelo experimental para determinação da resistência térmica de contato no fechamento de um sub-bastidor.	71
4.2	Representação esquemática do posicionamento do modelo experimental na coluna e da coluna na estrutura da M.V.P.	72
4.3	Representação esquemática da área disponível para contato.	73

4.4	Características, dimensões e forças atuantes sobre o parafuso utilizado no fechamento do sub-bastidor.	74
4.5	Tempo necessário para que o equipamento da M.V.P. atinja o regime permanente de operação	75
4.6	Curva de calibração para os termopares Ferro - Constantan AWG-32.	75
4.7	Perfis lineares de rugosidade das superfícies de contato.	76
4.8	Perfis lineares de ondulação das superfícies de contato.	77
4.9	Condutividade térmica das superfícies de contato, em função da temperatura	78
4.10	Propriedades termofísicas do ar, em função da temperatura	79
5.1	Comparação entre os sistemas de fechamento com relação à resistência térmica de contato nas interfaces obtida por meio da equação da definição (eq. 3.2).	87
5.2	Comparação entre os sistemas de fechamento com relação à resistência térmica de contato nas interfaces obtida por meio das correlações experimentais (eq. 3.4).	88
5.3	Comparação entre os métodos de determinação da resistência térmica de contato nas interfaces, para o sistema de fechamento por meio de presilhas.	89
5.4	Comparação entre os métodos de determinação da resistência térmica de contato nas interfaces, para o sistema de fechamento por meio de parafusos.	90
5.5	Comparação entre os sistemas de fechamento com relação à sobre-temperatura do componente mais crítico.	91
A.1	Modelo de Clausing para det. da resistência térmica de contato	106
A.2	Modelo de Mikic e Rohsenow para determinação da resistência térmica de contato	107
A.3	Parâmetro geométrico utilizado no modelo de Mikic e Rohsenow em função da razão de constrição das áreas de contato e das condições de contorno	108

C.1	Representação esquemática de uma cavidade lateral (com dimensões, condições de contorno e profundidade de penetração).	130
C.2	Razão de penetração em função da potência dissipada por placa.	130

Lista de Tabelas

1.1	Tipo dos materiais que compõem a estrutura da M.V.P.	20
4.1	Voltagem e corrente impressa às placas em função da potência dissipada desejada por placa.	80
4.2	Área aparente das interfaces de contato.	80
4.3	Pressão aparente de contato sobre as interfaces para o sistema de fechamento por meio de parafusos.	80
4.4	Pressão aparente de contato sobre as interfaces para o sistema de fechamento por meio de presilhas.	81
4.5	Temperatura das superfícies de contato, em função da potência dissipada por placa, para o sistema de fechamento por meio de parafusos.	81
4.6	Temperatura das superfícies de contato, em função da potência dissipada por placa, para o sistema de fechamento por meio de presilhas.	81
4.7	Calor por condução através da porta, em função da potência dissipada por placa, para o sistema de fechamento por meio de parafusos.	82
4.8	Calor por condução através da porta, em função da potência dissipada por placa, para o sistema de fechamento por meio de presilhas.	82
4.9	Propriedades superficiais e mecânicas das superfícies de contato.	82
4.10	Temperatura do componente mais crítico e do ar ambiente, em função da potência dissipada por placa, para o sist. de fechamento por meio de parafusos.	83

4.11	Temperatura do componente mais crítico e do ar ambiente, em função da potência dissipada por placa, para o sist. de fechamento por meio de presilhas.	83
4.12	Temperatura do componente mais crítico e do ar ambiente, em função da potência dissipada por placa, para o sistema aberto (sem porta). . .	83
4.13	Temperatura do componente mais crítico e do ar ambiente, em função da potência dissipada por placa, para o sistema de fechamento por presilhas com fita adesiva na lateral.	84

Capítulo 1

Introdução

1.1 A Dissipação Térmica em Componentes Eletrônicos

Um circuito integrado pode ser definido como um grupo de elementos de circuito fabricados já em posição sobre e dentro de um substrato, conectados de maneira inseparável em substituição aos circuitos compostos por elementos discretos convencionais [1].

Com o desenvolvimento tecnológico circuitos mais complexos têm sido fabricados em uma única pastilha, aumentando a densidade de empacotamento (número de componentes eletrônicos por unidade de área), sendo o termo “micro-eletrônica” usado para designar pastilhas com alta densidade de empacotamento. Os grandes avanços na micro-eletrônica e na tecnologia de fabricação de circuitos integrados em grande escala (L.S.I. - Large Scale Integration) permitem que sejam colocados mais de 10.000 componentes por pastilha. Com a redução do tamanho dos componentes, surgiram problemas na dissipação térmica, visto que, a redução da área disponível para troca de calor acarreta uma maior temperatura do componente. Para que se tenha uma idéia das proporções do problema, na periferia do sol, onde a temperatura é cerca de 6.000 °C, o fluxo de calor é da ordem de 10^7 W/m², enquanto que, em uma pastilha de micro-circuito onde a dissipação é da ordem de 10^5 W/m², a troca térmica deve se

realizar com temperatura na junção entre 125 e 150 °C [2].

Assim, o resfriamento de componentes eletrônicos é uma das principais áreas para aplicação das técnicas inovadoras do controle térmico, tais como: resfriamento por imersão, aumento da taxa de transferência de calor pelo uso de ebulição, tubos de calor e dispositivos termoelétricos [1].

1.2 O Controle Térmico e a Confiabilidade de um Sistema Eletrônico

A opção por determinado tipo de tecnologia de controle térmico e as decisões tomadas durante o desenvolvimento do projeto de empacotamento têm efeitos diretos, tanto na confiabilidade quanto no custo de sistemas ou montagens eletrônicas.

Uma atenção indevida ao controle térmico pode levar a um pequeno ou imprevisível tempo médio de vida útil dos componentes, ao não atendimento das especificações do usuário e a altos custos de manutenção e reposição; entretanto, deve-se salientar que um cuidado extremo com o controle térmico pode resultar também em um custo excessivamente alto do produto.

Um resfriamento adequado permite a otimização de circuitos eletrônicos quanto à confiabilidade e densidade de empacotamento, refletindo diretamente no custo de todo o sistema. Um circuito de resfriamento deve garantir um caminho térmico de baixa resistência, desde o ponto de geração de energia (fonte) até um reservatório térmico de baixa temperatura (sorvedouro).

A necessidade de confiabilidade por tempo prolongado de sistemas eletrônicos sujeitos à condições ambientais variáveis e à diversos modos de operação ou ciclos de trabalho, torna ainda mais difícil a análise e o projeto do equipamento de controle térmico.

A confiabilidade de um componente eletrônico, por si só, é grande, apresentando uma taxa de falha menor que $1/10^8$ h, ou seja, um componente em cem falhando em cada um milhão de horas [1].

Infelizmente, a maioria dos componentes eletrônicos é suscetível a falhas causa-

das pelo uso prolongado em altas temperaturas, oriundas, dentre inúmeras razões, da ruptura dos materiais para fixação dos componentes e reações químicas parasitas nos contatos e nos conectores. Há, por conseguinte, uma relação entre a confiabilidade do componente e a temperatura de operação, estabelecendo-se uma dependência aproximadamente exponencial da taxa de falha com relação à temperatura do componente, como mostrado na Figura 1.1 [3]. Nota-se nesta figura que um dispositivo bipolar operando a 100 °C apresenta uma taxa de falha quase três vezes superior àquela que teria se trabalhasse a 75 °C, que é uma temperatura média normal de operação.

Há outras razões, além da temperatura, que tornam necessário um controle térmico adequado dos dispositivos semi-condutores em geral e micro-circuitos em particular; o conhecimento dos níveis de temperatura em um componente influencia a escolha de materiais e os processos de fabricação, bem como sua montagem sobre a placa de circuito impresso [1].

Uma outra razão para justificar o controle térmico é a “realimentação térmica”, fenômeno que ocorre quando uma temperatura muito alta da junção gera um aumento da corrente elétrica no componente e, por conseguinte, um aumento na potência dissipada, o que eleva ainda mais a temperatura da junção; novamente a corrente cresce estabelecendo-se um ciclo auto-alimentado de aquecimento que pode inutilizar o componente eletrônico [1].

Outro fator bastante importante, que deve ser considerado para o controle térmico, é o **ambiente térmico**, que se refere à todas as condições, configurações e fenômenos externos que de algum modo influenciam o projeto térmico de um equipamento eletrônico. A Figura 1.2 mostra a influência do meio ambiente no mecanismo de falha de equipamentos eletrônicos [4].

Observa-se, nesta figura, que o fator predominante é a temperatura, responsável por quase metade dos defeitos apresentados pelos equipamentos eletrônicos. Ela pode, entre outros efeitos, alterar parâmetros como: resistência, indutância, capacitância, constante dielétrica, entre outros; provocar deterioração do encapsulamento e induzir reações químicas parasitas.

Outro fator que também contribui, consideravelmente, para a taxa de falha é a vibração que é capaz de introduzir erros na modulação de sinais elétricos e até ser a

causa de uma fadiga prematura do material.

A umidade também contribui bastante para o aumento da taxa de falha, acelerando o processo de corrosão, podendo inclusive ligar eletricamente dois pontos causando um curto circuito.

Outros fatores que contribuem, menos intensamente, para o aumento da taxa de falha e mostrados nesta mesma figura são: a poeira que além de ser abrasiva, contamina as partes lubrificadas; a salinidade que provoca os mesmos efeitos da umidade mas de modo mais acentuado; a altitude que, quanto maior, provoca uma diminuição sensível na eficiência da troca de calor por convecção, pois o ar tem a sua densidade diminuída devido à baixa pressão ou que pode causar um incremento considerável nos níveis de temperatura do equipamento e os choques mecânicos que podem comprometer a estrutura física dos materiais envolvidos.

1.3 Análise Térmica de um Equipamento Eletrônico

Para um bom projeto térmico a resistência térmica global deve ser minimizada até um valor que mantenha os componentes em uma temperatura abaixo da máxima permissível para uma dada dissipação térmica e, independente do tipo de equipamento, o procedimento para a análise térmica deve ser o seguinte [5]:

- Definição de um ambiente térmico em termos de temperatura, pressão, tipo de montagem e de sumidouro da energia dissipada;
- Especificação das características térmicas do equipamento, tanto as dissipações localizadas como a dissipação total devem ser determinadas e os tipos de componentes e seus limites de temperatura estabelecidos;
- Estudo dos caminhos térmicos que ligam os componentes dissipadores ao sumidouro de calor.

1.4 Teste Térmico em Equipamento Eletrônico

O teste térmico se faz necessário porque os dados experimentais são importantes para efeito de confirmação dos resultados teóricos ou como subsídio para a continuidade do projeto térmico. Este teste se realiza em três fases que serão descritas a seguir [5]:

- **Testes de Desenvolvimento:** São feitos para fornecer elementos ao projeto de componentes específicos ou de partes do sistema; a maioria destes envolve uma instrumentação extensiva com a finalidade de assegurar que as técnicas de análise estejam corretas e empregam **Réplicas Térmicas**, ou seja, modelos onde a configuração não está completa ou não corresponde exatamente ao equipamento real [5].

Estes testes podem ser divididos da seguinte maneira:

1. Réplicas térmicas dos componentes individuais: A resistência térmica entre a superfície de um componente e o seu ponto de fixação é o item de interesse;
 2. Réplicas térmicas de parte do sistema: Deseja-se obter a distribuição final de temperatura e resistência térmica dentro de módulos e placas de circuito impresso, podendo ser utilizados resistores para simular a potência dissipada pelos componentes reais;
 3. Réplicas térmicas do equipamento global: Utiliza-se aqui materiais estruturais reais, com exceção das partes eletrônicas. O objetivo é proceder a verificação dos caminhos para o fluxo térmico, da distribuição do escoamento de ar ou de qualquer outro aspecto do equipamento como um todo. A maior parte desses testes é chamada de **Testes de Bancada**, sendo que seus resultados podem ser extrapolados das condições de laboratório para outras condições ambientais somente se a configuração real for similar àquela das réplicas usadas.
- **Testes de Qualificação:** São realizados no equipamento real a fim de se verificar a consecução dos objetivos do projeto térmico, inclusive as margens de segurança.

- **Testes de Aceitação:** São aplicados aos componentes adquiridos para verificar se o desempenho destes componentes está dentro dos limites dos parâmetros de projeto.

1.5 Mecanismos e Dispositivos de Transferência de Calor em Equipamentos Eletrônicos

Uma vez conhecidas as características internas do equipamento eletrônico e do ambiente, a etapa seguinte de um projeto térmico é a decisão com relação à configuração externa do mesmo que melhor se adapte à sua aplicação; faz-se necessário, então, o conhecimento dos mecanismos e dispositivos básicos de transferência de calor para que se possa aplicá-los no projeto térmico [5].

Os mecanismos de transferência de calor, a serem utilizados para atingir os objetivos do controle térmico, no sentido crescente da eficiência da troca de calor e complexidade dos dispositivos de resfriamento, são [5]:

- Radiação;
- Convecção natural;
- Convecção forçada de ar;
- Condução;
- Convecção forçada de líquido;
- Resfriamento termoelétrico;
- Evaporação de líquidos.

A transferência de calor pode se dar através de um único desses mecanismos mas, na maioria das vezes ocorre uma combinação desses mecanismos [5].

A Figura 1.3 mostra as diferenças de temperatura em função do fluxo de calor para alguns desses mecanismos de transferência de calor e para vários fluidos de resfriamento [1].

Os dispositivos de transferência de calor têm dimensões e configurações próprias para facilitar a remoção do calor mas sofrem limitações devido a um importante parâmetro de projeto de sistemas eletrônicos que é a facilidade de manutenção, ou seja, os componentes devem ser de acesso imediato no caso uma eventual remoção para teste, reparo ou substituição e os mais utilizados são [5]:

1. Ventiladores: Podem ser utilizados para uma variedade de funções que vão desde a circulação de ar em baixa velocidade ao suprimento de ar para trocadores de calor compactos de alta eficiência;
2. Trocadores de Calor: São usados para o resfriamento de componentes eletrônicos quando a energia dissipada não puder ser removida adequadamente por convecção natural, condução, radiação e/ou aplicação de jatos de ar;
3. Tubos de Calor: Estes dispositivos transferem calor mais eficientemente que os metais de mais alta condutividade térmica e são utilizados quando há a necessidade de transportar o calor do ponto onde foi gerado para outro onde ele possa ser removido mais facilmente;
4. Resfriadores Termoelétricos: São utilizados em equipamentos eletrônicos quando é necessário um resfriamento localizado para um componente, para manter a temperatura interna do sistema ou de parte dele, abaixo da temperatura ambiente;
5. Aletas: São utilizadas para obter uma área adicional para transferência de calor e podem ter várias formas geométricas.

1.6 Equipamentos Eletrônicos de Transmissão Digital

Para o atendimento ao tráfego das informações via telefone e/ou telex a TELEBRÁS vem empregando uma família de Equipamentos de Transmissão Digital conhecida como P.C.M. (Pulse Code Modulation). Estes equipamentos são acondicionados em estruturas denominadas M.V.P. (Mecânica Vertical Padrão)¹, caracterizadas pela disposição horizontal das placas de circuito impresso, umas sobre as outras, dentro de sub-bastidores (Figura 1.4) que, por sua vez, são montados uns sobre os outros, formando uma coluna vertical (Figura 1.5).

Essa configuração visa obter uma melhoria na qualidade e na confiabilidade do sistema, facilidade de instalação e manutenção, além de reduzir o consumo de energia. Toda a estrutura é feita de alumínio devido à boa condutibilidade térmica, boa resistência mecânica e à corrosão, além de seu baixo peso.

Essas colunas são montadas lado a lado e separadas por uma certa distância e, opcionalmente, umas de costas para as outras, formando fileiras simples ou duplas.

A justaposição das colunas de sub-bastidores forma um duto entre as paredes laterais de duas colunas adjacentes permitindo o escoamento de ar entre as estruturas que compõem as fileiras. A base da coluna apresenta uma abertura que permite a entrada de ar no duto traseiro, constituindo uma segunda via para o escoamento do ar.

Observa-se também na Figura 1.5, que a parede traseira do sub-bastidor se mantém pressionada contra uma viga em "U", onde estão parafusadas as linguetas de suporte para os vários módulos. A parte interna dessa viga, juntamente com a parede traseira do sub-bastidor, forma um duto pelo qual os cabos de alimentação elétrica têm acesso aos diversos conectores lineares.

Nas paredes laterais internas de um sub-bastidor são extrudadas guias para inserção das placas de circuito impresso e blindagem magnéticas (Figura 1.4). Essas guias servem efetivamente como um meio de sustentação apenas para as blindagens pois as placas engastam-se nos conectores para alimentação elétrica existentes na parede

¹Essa denominação é devida ao elevado valor da relação altura/largura de estrutura.

traseira do sub-bastidor, permanecendo em suspenso com relação às faces da guia.

A parede traseira do sub-bastidor é composta por uma grade de liga de alumínio e por conectores, formando um painel tal como mostrado na Figura 1.6.

A porta de um sub-bastidor é um elemento facilmente removível, pois é presa ao resto da estrutura apenas por presilhas acionadas por molas (Figura 1.7).

A Tabela 1.1 [7] mostra os tipos de materiais que constituem as partes da estrutura da M.V.P. mencionadas acima.

1.7 A Réplica Térmica do Equipamento de Transmissão Digital

Para acompanhar o desenvolvimento tecnológico, muitos trabalhos têm sido realizados dentro das universidades com o apoio de empresas.

Seguindo esta política de desenvolvimento o CPqD (Centro de Pesquisa e Desenvolvimento) da TELEBRÁS (Telecomunicações Brasileiras S.A.) tem conduzido várias atividades em conjunto com a UNICAMP. Por isto, foi montado, pela TELEBRÁS na Faculdade de Engenharia Mecânica desta Universidade, um Laboratório de Estudos Térmicos onde têm sido executados, em particular, trabalhos sobre modelamento e caracterização térmica da Mecânica Vertical Padrão.

Este laboratório consiste basicamente de duas salas, sendo que em uma fica o equipamento a ser testado e na outra os instrumentos de medição e as fontes de alimentação elétrica, evitando-se que estes possam interferir no equilíbrio térmico do sistema. Outros fatores que permitem um controle térmico do ambiente consiste no fato das janelas serem pintadas com tinta espelhada para refletir a radiação solar e de existirem aparelhos de ar condicionado.

A Figura 1.8 representa esquematicamente a réplica térmica do equipamento de transmissão digital existente no laboratório. Ela consiste de seis colunas da M.V.P. montadas em fileiras dupla de três colunas. Este equipamento é considerado uma **Réplica Térmica** porque trata-se de um modelo experimental onde a configuração não está completa ou não corresponde exatamente ao equipamento real. Como o interesse

é de se conhecer a distribuição de temperatura e as resistências térmicas nos módulos e placas de circuito impresso, utilizam-se resistores para simular a potência dissipada pelos componentes reais.

As placas de circuito impresso estão equipadas com resistores de carbono de 27 e 24 k Ω , precisão de 5%, 1/4 W de potência e terminais de cobre eletrolítico estanhado. As réplicas térmicas das placas de circuito impresso são feitas de um material isolante composto por uma tela de fibra de vidro em resina epóxi. Em suas faces imprimem-se trilhos de cobre cobertos com um banho de estanho. Sobre esse circuito impresso são distribuídos 25 resistores resultando uma resistência equivalente de 991 Ω . A Figura 1.9 mostra essa placa de circuito impresso utilizada nos testes experimentais.

São utilizadas blindagens magnéticas, tal como mostra a Figura 1.10, entre as placas de circuito impresso a fim de evitar a interferência entre os componentes de placas distintas, bem como no sentido de melhorar a troca de calor no interior do sub-bastidor. Elas são feitas de aço e cobertas com uma película de tinta a base de poliamida. Os ressaltos existentes nas suas bordas destinam-se à sua fixação nas guias extrudadas da parede lateral.

O passo no posicionamento das placas de circuito impresso é de 20 mm, permanecendo a blindagem 15,3 mm acima da placa por ela protegida (Figura 1.11). Esta disposição é denominada espaçamento simples entre placas e permite analisar a viabilidade térmica de um empacotamento mais denso.

1.8 A Unidade Térmica

Define-se uma unidade térmica da M.V.P. como sendo o espaço delimitado pela placa de circuito impresso, pela blindagem magnética que está acima dela e pelas porções das paredes externas (porta, laterais e traseira). A Figura 1.12 mostra essa unidade térmica típica. Assim, um sub-bastidor pode ser considerado como sendo composto por um conjunto dessas unidades sobrepostas.

Cada unidade interage termicamente com aquelas que lhe são adjacentes (superior e inferior) mas se todas as placas de um sub-bastidor, ou pelo menos as placas de uma porção suficientemente grande, dissiparem a mesma potência, é razoável admitir que o

calor que a unidade térmica transfere para aquela que está logo abaixo dela seja igual ao calor que a mesma recebe da unidade superposta.

Partindo do resistor, uma fração de energia é irradiada para as superfícies constituintes da unidade, outra é transferida por convecção para a blindagem, principalmente, e uma terceira parcela da energia é conduzida pelos terminais até a placa de circuito impresso.

Os trilhos de cobre impressos na placa de circuito e a própria epóxi conduzem a energia até as paredes da unidade térmica, existindo aí, uma resistência térmica de contato.

Uma parte do calor recebido dos terminais dos resistores é transferida por radiação e condução, através do filme de ar, da epóxi para a blindagem magnética pertencente à unidade térmica inferior (troca real); no entanto, com a hipótese de repetição infinita das unidades térmicas permite o enquadramento deste fluxo na própria unidade em que foi gerado (troca hipotética).

A energia que chega até a blindagem prossegue por condução através do material desta e por resistências de contato posteriores até as paredes da unidade térmica.

Toda a energia gerada pelos resistores e que chega até as paredes da unidade térmica deve ser conduzida por meio destas até atingir o ambiente onde será dissipada.

A Figura 1.13 mostra as trocas térmicas entre as placas e as blindagens e a Figura 1.14 as trocas reais de calor desde o ponto de geração até o de dissipação.

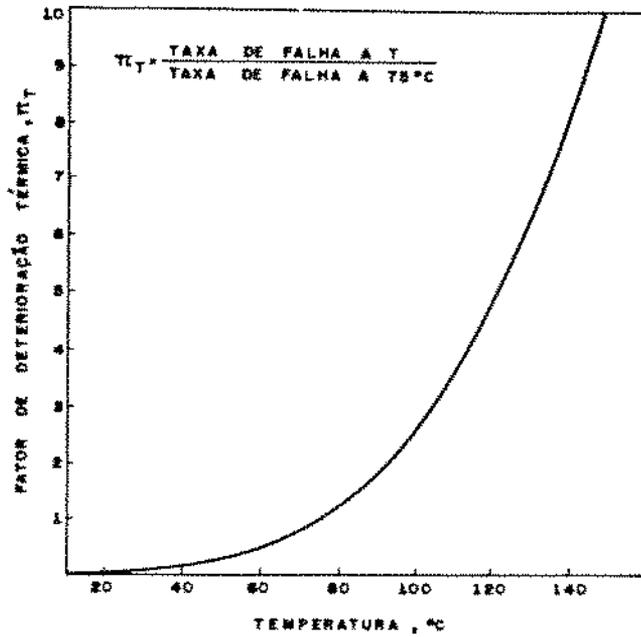


Figura 1.1: Taxa de falha em função da temperatura para dispositivos digitais bipolares [3].

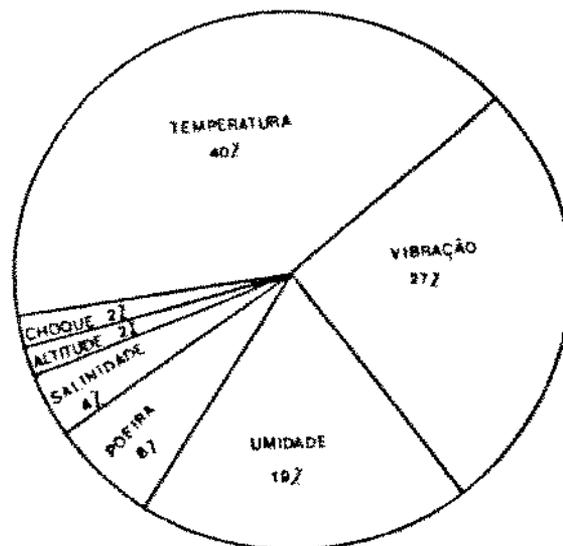


Figura 1.2: Influência do meio ambiente no mecanismo de falha em equipamentos eletrônicos [4].

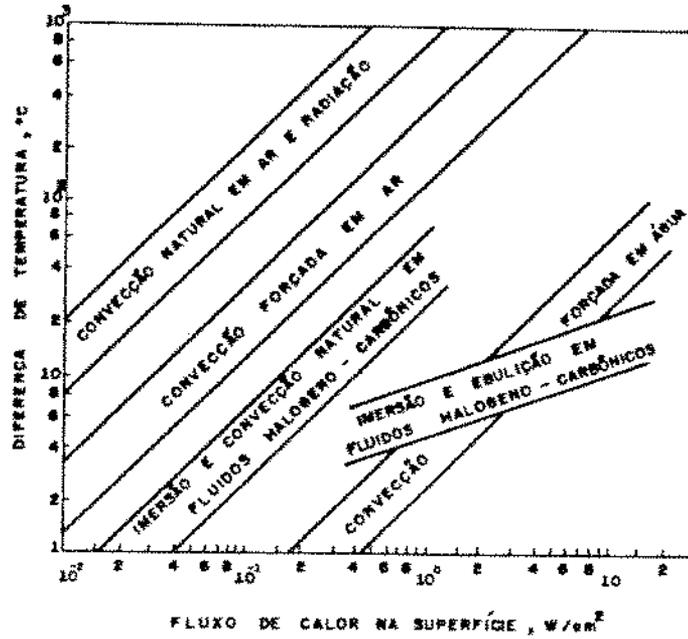


Figura 1.3: Diferenças de temperatura em função do fluxo de calor para vários mecanismos de transferência de calor [1].

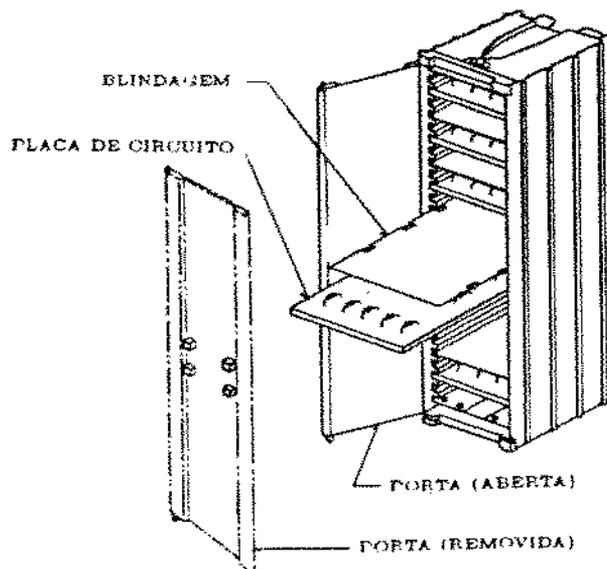


Figura 1.4: Representação esquemática de um sub-bastidor.

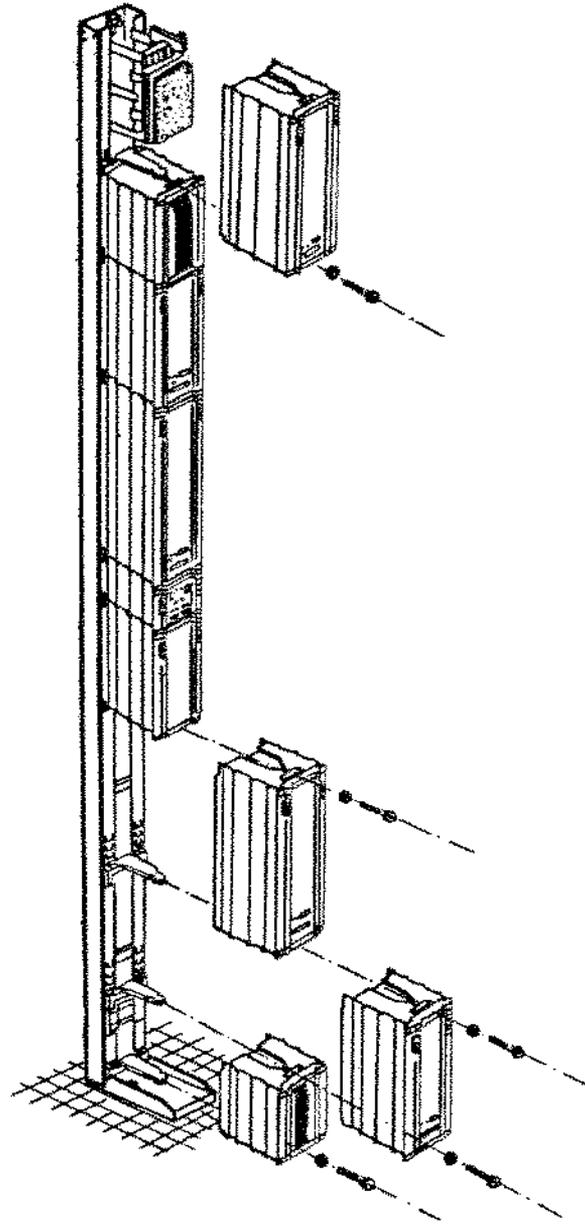


Figura 1.5: Representação esquemática de uma coluna da M.V.P.

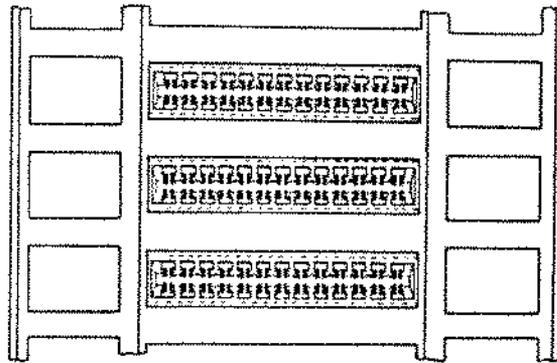


Figura 1.6: Representação esquemática do painel traseiro da M.V.P.

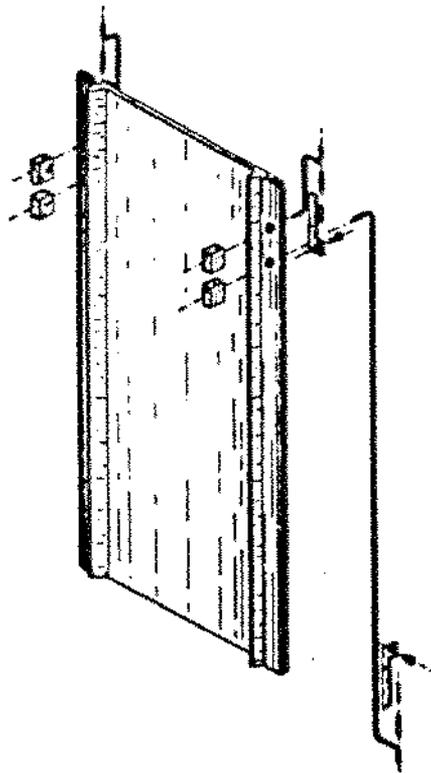


Figura 1.7: Representação esquemática do sist. de fixação da porta do sub-bastidor.

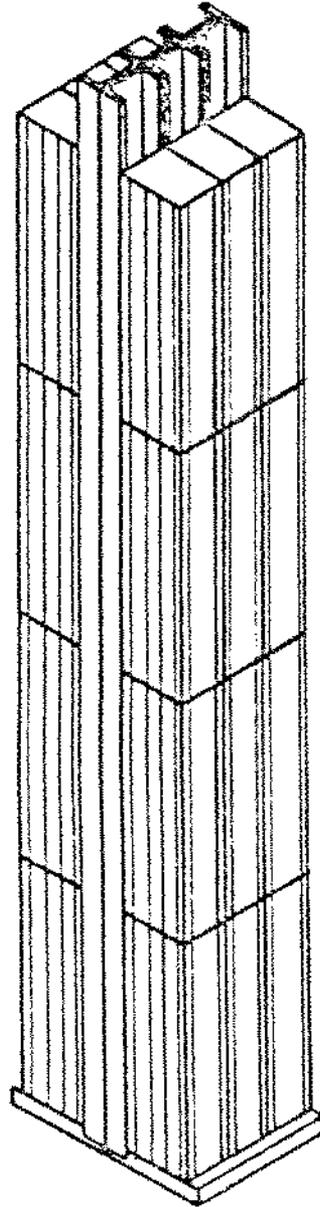


Figura 1.8: Representação esquemática da Réplica Térmica de um equipamento P.C.M. utilizada nos testes experimentais.

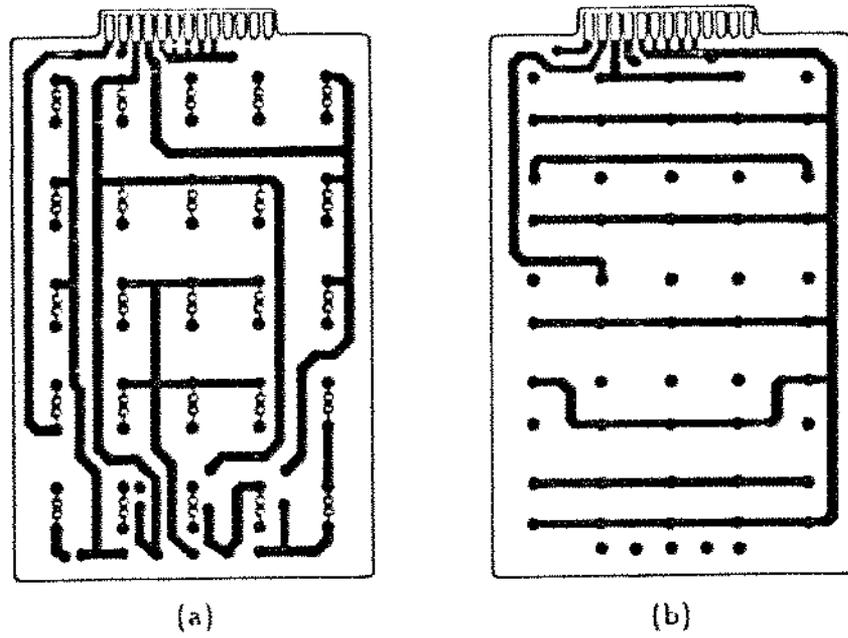


Figura 1.9: Representação esquemática de uma placa de circuito impresso utilizada nos estudos térmicos: (a) face inferior e (b) face superior.

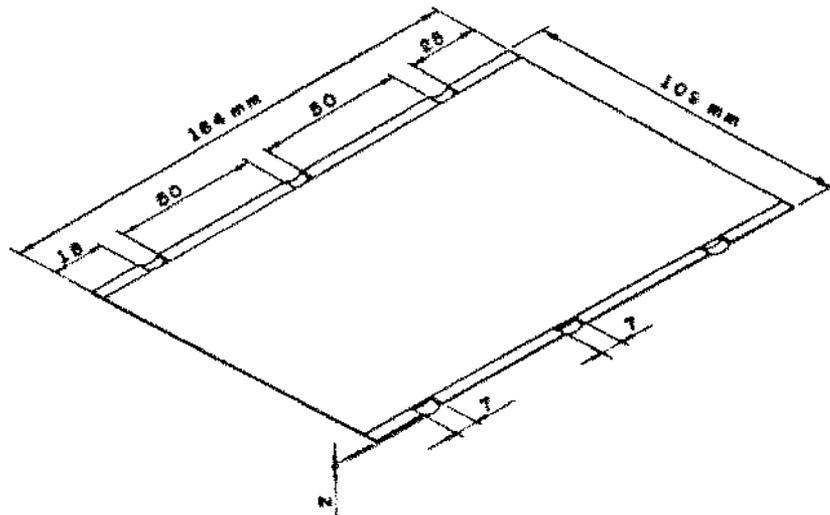


Figura 1.10: Representação esquemática de uma blindagem magnética.

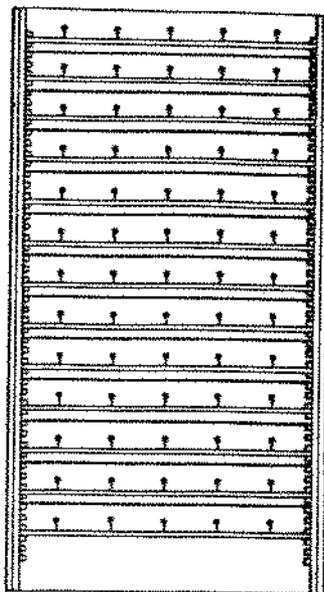


Figura 1.11: Representação esquemática da disposição das placas de circuito impresso dentro de um sub-bastidor.

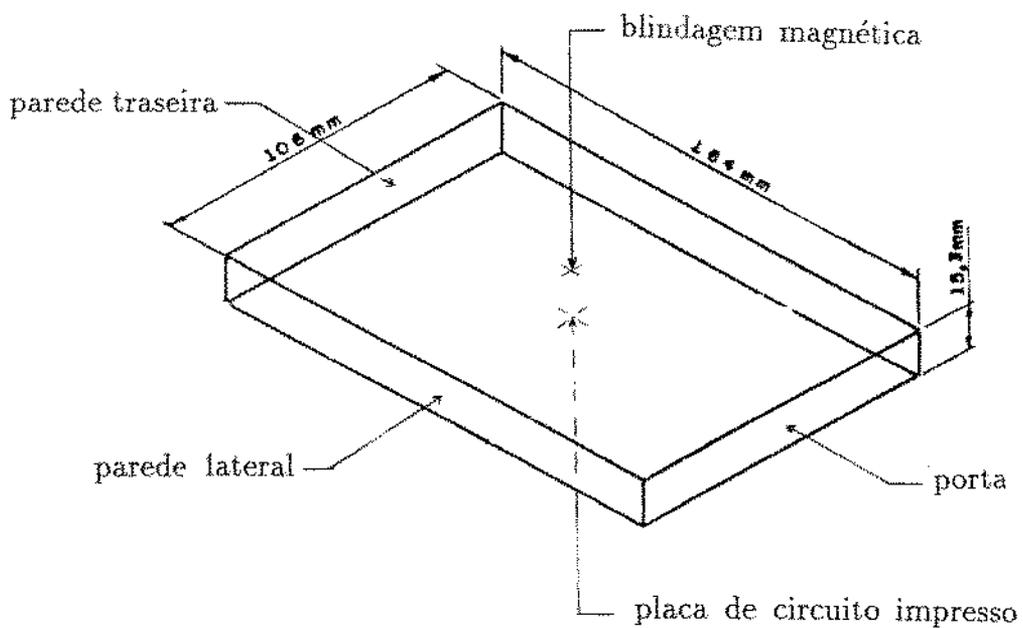


Figura 1.12: Representação esquemática de uma unidade térmica típica de um sub-bastidor da M.V.P.

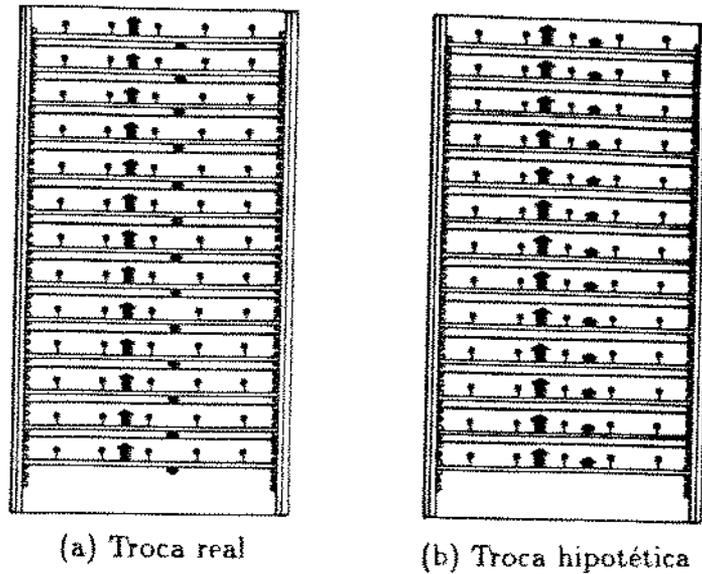
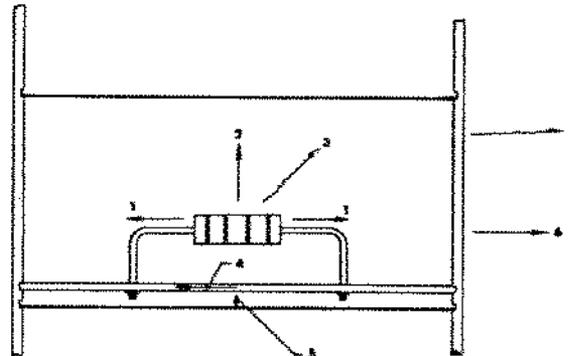


Figura 1.13: Representação esquemática das trocas de calor entre as placas de circuito impresso e as blindagens magnéticas.



- 1- Condução através dos terminais
- 2- Convecção até blindagem superior
- 3- Radiação até blindagem superior
- 4- Condução através do cartão
- 5- Condução e Radiação até blindagem inferior
- 6- Convecção para ambiente da sala
- 7- Radiação para o ambiente da sala

Figura 1.14: Representação esquemática das trocas reais de calor desde o ponto de geração até o ponto de dissipação.

Estrutura		Material
Placa de circuito impresso	Resistores	Filme metálico Ni-Cr revestido com laca
	Base isolante	Fibra de vidro em resina epoxi
	Circ.impresso	Cobre
Parede traseira	Grade	Alumínio ABNT 66050/T5 (liga 6063-ASTM)
	Conector linear	Polycarbonato com reforço de fibra de vidro e retardante de chama
Paredes laterais		Alumínio SAE 305 (liga A 13-ASTM) anodizado em ácido sulfúrico
Blindagem magnética		Aço SAE 1060 revestido com tinta a base de poliamida eletrostática
Porta		Alumínio ABNT 66050/T5 (liga 6063-ASTM) anodizado em ácido sulfúrico

Tabela 1.1: Tipo dos materiais que compõem a estrutura da M.V.P. [7].

Capítulo 2

Objetivo do Trabalho

Toda energia gerada nos componentes da Réplica Térmica da estrutura da M.V.P., deve ser dissipada para o ambiente onde o sistema estiver instalado.

A transferência de calor desde o elemento dissipativo até o meio ambiente pode ser dividida em duas etapas :

- interna: do componente para as paredes;
- externa: das paredes para o meio ambiente.

A transferência de calor no interior de um sub-bastidor foi estudada por CARVALHO [7] que analisou o comportamento térmico global do equipamento quanto à dissipação de calor associando os caminhos térmicos identificados na unidade térmica definida anteriormente e fazendo uma analogia entre os fenômenos térmico e elétrico. A interligação dos caminhos térmicos através da combinação dos mecanismos de transferência de calor (condução, convecção e radiação), resultou em um sistema tridimensional ao qual pôde-se associar uma malha elétrica resistiva, tal como mostra a Figura 2.1. Nesta figura, os algarismos romanos representam:

- I - VI : regiões da placa
- VII : porta
- VIII : parede lateral esquerda
- IX : parede lateral direita

- X : duto traseiro
- XI : blindagem magnética
- XII : ambiente

A resistência entre os nós I e XI (RC_{1-11}), por exemplo, é a resistência térmica equivalente de :

- condução e radiação, através do ar, para a blindagem inferior;
- convecção e radiação até a blindagem superior

Cada nó da malha mostrada na Figura 2.1 indica uma superfície da unidade térmica e, a cada um deles, aplica-se a Lei de Kirchhoff da conservação da corrente, gerando-se um sistema de equações não-lineares de ordem elevada, requerendo, portanto, um tratamento numérico.

A fim de solucionar essas equações, CARVALHO [7], desenvolveu um programa de computador para calcular a temperatura e o fluxo de calor em cada nó da malha em função das resistências térmicas e da potência dissipada em cada componente, facilitando o projeto térmico.

Após atingir as paredes do equipamento, a energia gerada nos componentes é dissipada para o ambiente através de radiação e de convecção natural.

A transferência de calor externa ao sub-bastidor foi estudada por CARVALHO FILHO [8] e por KIM [9].

O programa desenvolvido por CARVALHO [7] fazia a caracterização térmica de apenas um sub-bastidor independente (fora da coluna) considerando como condições de contorno que as paredes e a porta eram isotérmicas e não levando em conta o efeito do empilhamento dos sub-bastidores para se caracterizar toda coluna.

Assim, para aplicação deste programa ao equipamento real, houve a necessidade de se determinar as condições de contorno apropriadas a este caso.

Desta forma, CARVALHO FILHO [8] propôs uma metodologia que analisa a convecção natural laminar em placa plana vertical sujeita a uma distribuição arbitrária de temperatura. Foi feita uma transformação de variáveis nas equações que descrevem o fenômeno e o sistema resultante foi resolvido através de um programa de computador

utilizando diferenças finitas e integração numérica, além de estimativas iniciais dos valores das variáveis envolvidas. Com isso, foi possível determinar o coeficiente de troca de calor ($h = h(x)$) ao longo da altura da coluna para diversos tipos de distribuição de temperatura, incluindo o caso da distribuição da temperatura em degraus ao longo da coluna.

KIM [9] estudou as trocas de calor no exterior da coluna, mais especificamente através dos dutos lateral e traseiro e através da porta, utilizando os resultados obtidos por CARVALHO FILHO [8] para o coeficiente de troca de calor em paredes com distribuição de temperatura não uniforme e o programa de CARVALHO [7].

Baseado nos trabalhos feitos para caracterização térmica de uma estrutura da M.V.P. expostos acima e fazendo-se uma análise comparativa com o equipamento real concluiu-se que, comparado com os outros caminhos, a porta é o caminho preferencial para a dissipação de calor proveniente da unidade térmica e, devido à isso, os mecanismos de transferência de calor por meio dela devem ser melhor estudados.

A porta recebe calor do interior da unidade térmica por meio dos mecanismos combinados de transferência de calor (condução, convecção e radiação), através dos caminhos especificados anteriormente, e perde calor para o exterior por meio de radiação com as paredes e por meio de convecção natural com o ar da sala onde esta instalado o equipamento.

Com relação aos mecanismos de transferência de calor por meio de radiação e convecção pouco pode ser feito com relação ao que existe para melhoria desses processos, tanto no interior da unidade térmica, onde o uso de uma blindagem especial e o incremento da convecção forçada através do uso de ventiladores no duto traseiro já foram experimentados, quanto no exterior, onde se utiliza tinta espelhada nas janelas de vidro e aparelho de ar condicionado. Ainda com relação ao processo de transferência de calor por meio de convecção já foi estudada a possibilidade da abertura de orifícios na porta na altura das unidades térmicas para se obter uma melhoria na troca de calor, sendo que essa proposta não foi levada a termo pela necessidade de proteção dos componentes com relação ao ambiente térmico.

Portanto, nos resta tentar conseguir uma melhoria da transferência de calor através da porta por meio do mecanismo de condução.

No atual sistema de fechamento por meio de presilhas o contato entre a porta e as paredes do sub-bastidor e entre a porta e o conjunto placa de circuito / blindagem magnética é pouco eficiente porque as presilhas exercem pressão somente no sentido longitudinal.

Tendo em vista este problema, o presente trabalho visa estudar e propor um novo mecanismo de fechamento, algo tal como mostra a Figura 2.2¹, que proporcione um melhor contato no fechamento do sub-bastidor, na tentativa de reduzir os níveis de sobre-temperatura dos componentes internos, sendo que, nesse sentido, um estudo pormenorizado da **Resistência Térmica de Contato** se faz necessário.

¹É claro que, a princípio, não estaremos preocupados com o aumento da dificuldade de abertura da porta com relação ao sistema atual mas, se a modificação surtir efeitos consideráveis, esse novo sistema deverá ser otimizado.

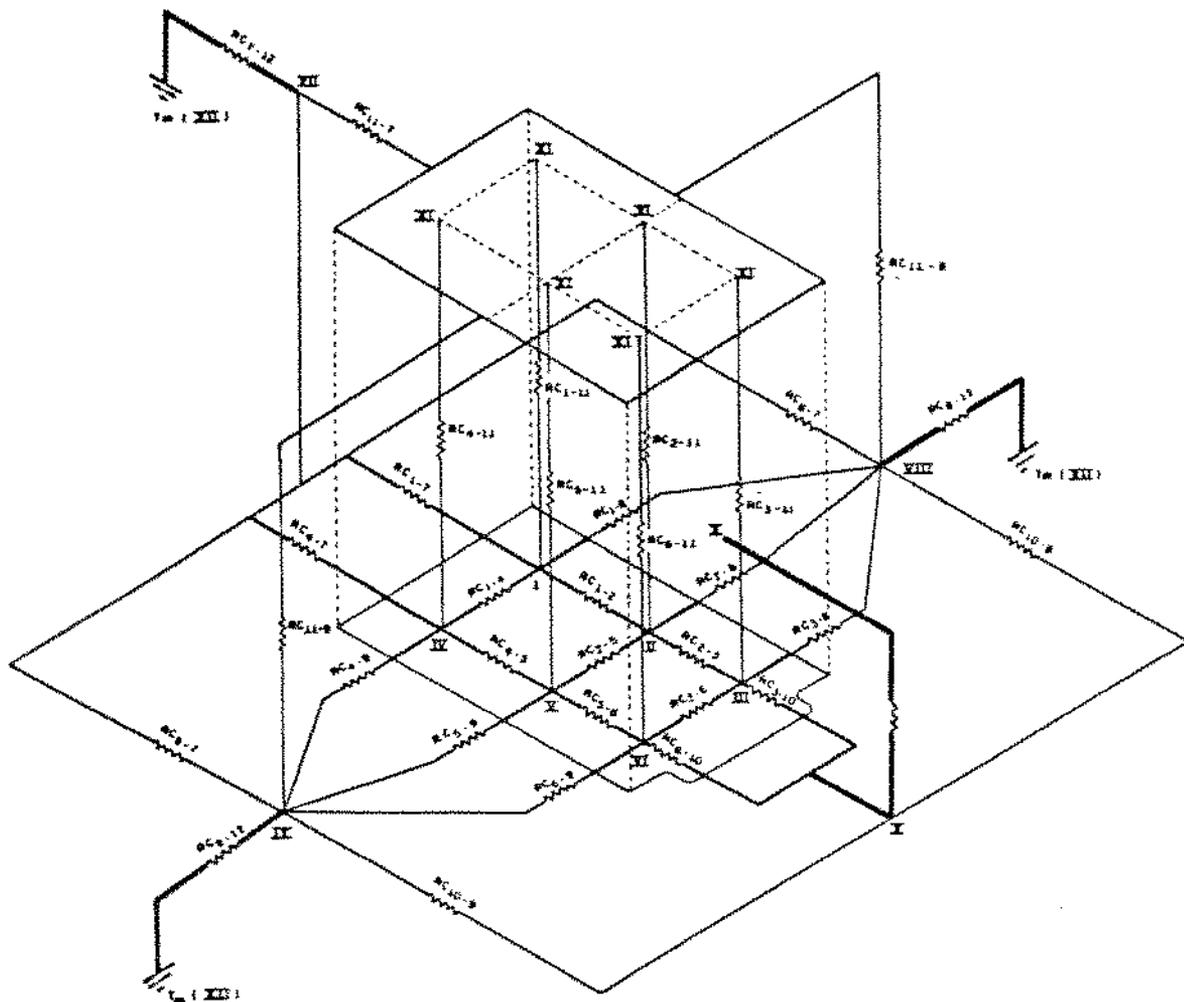


Figura 2.1: Malha térmica que representa a unidade térmica [7].

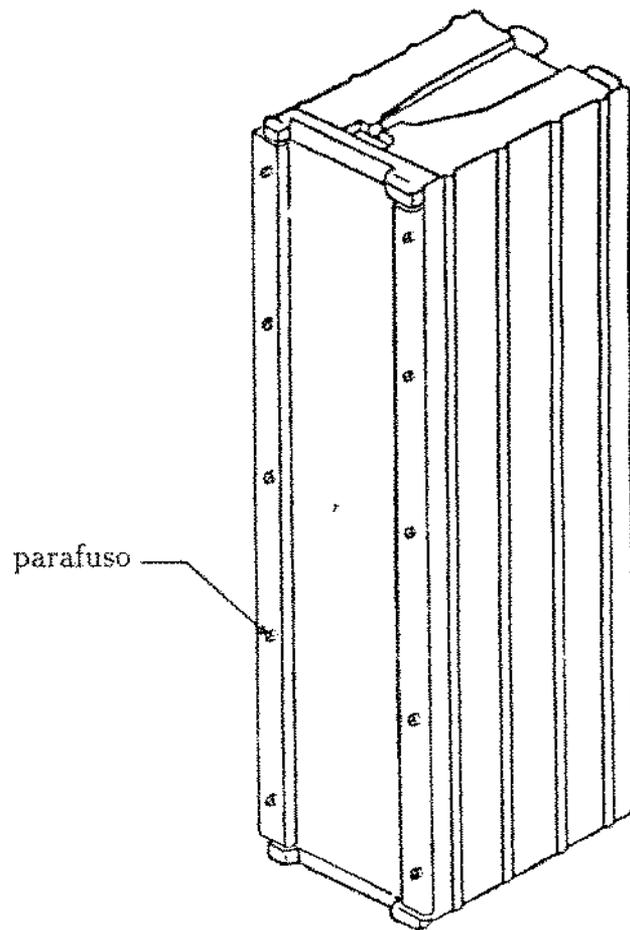


Figura 2.2: Tipo de sistema de fechamento de um sub-bastidor para reduzir a resistência térmica de contato.

Capítulo 3

Análise Teórica

3.1 Introdução

Quando duas superfícies reais¹ são colocadas em contato, o contato sólido-sólido ocorre somente em partes discretas da interface e a área de contato real representará uma pequena fração da área aparente de contato.

Uma interface real é caracterizada por vários fatores importantes, tais como [10]:

- Contato real (íntimo) ocorre em partes discretas da interface aparente (nominal);
- A razão da área de contato real para a área de contato aparente é geralmente muito pequena e, conseqüentemente, a pressão na área de contato real é muito maior que a pressão na área aparente de contato;
- Existe uma fenda muito estreita nas regiões na qual não há um contato real e ela é geralmente ocupada por uma terceira substância, que pode ser um gás, um líquido, graxa ou mesmo algum outro metal;
- O perfil da interface é idealizado como linear mas sua real espessura varia de 0,5 μm rms para superfícies lisas a 60 μm rms para superfícies rugosas;

¹Neste caso, entenda-se por superfície real como sendo uma superfície não perfeitamente lisa, apresentando picos e vales ou, simplesmente, como uma superfície trabalhada mecanicamente.

- A transferência de calor através da interface pode ser feita por²:
 1. Condução através da área de contato real;
 2. Condução através da substância intersticial;
 3. Radiação através do interstício, se no vácuo.

A Figura 3.1 mostra uma interface real com uma substância intersticial, onde pode-se notar as linhas de fluxo de calor [24].

A transferência de calor, em regime permanente através da interface formada por duas superfícies sólidas em contato, é geralmente acompanhada por uma queda de temperatura na junta, porque há resistências térmicas de constrição e expansão do fluxo de calor dentro de uma região bastante estreita na interface.

Essa aparente descontinuidade de temperatura na interface (ΔT) é obtida extrapolando graficamente as temperaturas medidas em pontos situados ao longo da linha central perpendicular ao plano da interface (Figura 3.2 [29]).

A partir disso, valendo-se da analogia com a Lei de Ohm para circuito elétricos, considerando a taxa de transferência de calor através da área aparente de contato (Q/A_a) como um fluxo e a queda de temperatura na interface (ΔT) como uma função potencial, pode-se definir a **Condutância Térmica de Contato da Junta** (h_j) como sendo a razão entre essas duas grandezas:

$$h_j = \frac{Q/A_a}{\Delta T} \quad (3.1)$$

Sendo que, a **Resistência Térmica de Contato da Junta** (R_j) é definida pela razão entre a queda de temperatura na interface (ΔT) e o calor (Q):

$$R_j = \frac{\Delta T}{Q} \quad (3.2)$$

Deve-se ressaltar que os resultados da maioria dos estudos analíticos e experimentais são apresentados em termos de condutância térmica de contato, notando-se, é claro,

²É possível que todos esses três modos de transferência de calor ocorram simultaneamente mas, usualmente, eles ocorrem em pares, com condução sólido-sólido sempre presente.

que a resistência térmica de contato é sempre relacionada à condutância térmica de contato:

$$R_j = \frac{1}{h_j \cdot A_c} \quad (3.3)$$

O processo de transferência de calor através da interface é complexo, porque a resistência térmica pode depender, sobretudo, dos parâmetros geométricos, térmicos, mecânicos e outros. A seguir serão apresentados alguns desses parâmetros que exercem influência sobre a resistência térmica de contato.

3.2 Parâmetros que Exercem Influência sobre a Resistência Térmica de Contato

3.2.1 Número, Forma, Dimensão e Arranjo Físico dos Pontos de Contato

O fluido intersticial, geralmente, possui condutividade térmica menor que a dos materiais das superfícies em contato e, por isso, o fluxo de calor transfere-se preferencialmente através dos pontos que apresentam contato físico (Figura 3.1). Logo, quanto maior o número de pontos de contato, menor a resistência térmica de contato, pois o calor fluirá de uma superfície para a outra mais facilmente [11].

Os pontos de contato têm inúmeras formas que resultam de vários fatores como o material, a pressão de contato e, principalmente, o acabamento superficial dos corpos, sendo que as mais comuns encontradas na análise de um acoplamento são circulares. Assim, as formas dos pontos de contato determinam o grau de deformação das linhas de fluxo de calor nas regiões próximas destes pontos, afetando a resistência térmica dos mesmos [11].

O efeito da dimensão dos pontos de contato é semelhante ao efeito do número de pontos de contato, ou seja, quanto maior é a área pela qual o fluxo de calor pode fluir, menor é a resistência térmica de contato [11].

Devido ao acabamento superficial dos corpos acoplados, o contato se dá microscopicamente nos picos das asperezas, podendo, assim, ter regiões de concentração de pontos de contato. Com esse arranjo físico dos pontos de contato, o fluxo de calor, além de se deformar microscopicamente, também se deforma macroscopicamente, orientando-se para a região de concentração desses pontos fazendo com que haja uma variação da resistência térmica de contato ao longo da interface [12].

3.2.2 Acabamento Superficial

Toda superfície trabalhada mecanicamente apresenta irregularidades superficiais decorrentes do processo de fabricação, vibrações das máquinas, tensões residuais, entre outras.

As micro-irregularidades, cujos picos determinam a aspereza do material, são conhecidas como **Rugosidade**, a qual determina o grau de acabamento superficial e, portanto, o número dos pontos de contato quando se acoplam duas superfícies [14]. A rugosidade varia de $0,5 \mu\text{m}$ r.m.s. para superfícies muito lisas a $15 \mu\text{m}$ r.m.s. para superfícies rugosas [15].

A análise de vários perfis lineares, tal como o mostrado na Figura 3.3 [26], indica que muitas superfícies apresentam uma distribuição essencialmente Gaussiana das alturas das asperezas [14].

Para uma determinada pressão, a resistência térmica de contato da interface geralmente aumenta quando a rugosidade superficial aumenta, porque se torna maior a área dos interstícios e, conseqüentemente, isso dificulta o contato físico. À medida que essa pressão aumenta, o efeito da rugosidade diminui [14].

Na determinação experimental da resistência térmica de contato, interfaces formadas entre superfícies rugosas dão resultados mais consistentes que as interfaces formadas entre superfícies lisas. Os valores da condutância para superfícies preparadas de um mesmo material mas de diferente rugosidade são intermediários entre aqueles para cada uma das superfícies identicamente preparadas [16].

As irregularidades superficiais que apresentam um grande comprimento de onda ($0,001$ a $0,025 \mu\text{m}$) e alturas que variam de 2 a $40 \mu\text{m}$ são conhecidas como **Ondu-**

lações [15].

O comprimento de onda corresponde a média das distâncias entre dois picos ou dois vales sucessivos de uma ondulação no perfil de uma superfície e a altura corresponde a média das distâncias entre o ponto mais alto (pico) e o ponto mais baixo (vale) [14].

Ao contrário da rugosidade o efeito da ondulação pode ser eliminado através de uma preparação superficial adequada ou pressionando o acoplamento, de maneira que ocorra contato macroscópico em toda a superfície [14].

Verifica-se que o efeito da rugosidade interfere no efeito da ondulação. Em outras palavras, o efeito da ondulação é relativo, tornando-se mais importante a medida que as superfícies se tornam mais lisas e onduladas. Isto de fato acontece, considerando que a rugosidade pode ir aumentando até confundir-se com a ondulação [14].

Entende-se por superfície plana aquela cuja ondulação é muito pequena ou inexistente [15]. Para superfícies de contato, extremamente lisas e planas, os valores da condutância são altamente sensíveis às mudanças instantâneas na configuração do acabamento e podem variar amplamente [16].

A Figura 3.4 mostra vistas ampliadas de interfaces de contato e a Figura 3.5 mostra a resistência térmica de contato, em função do acabamento superficial e da pressão de contato [6].

3.2.3 Pressão de Contato

De todos os fatores que influenciam a resistência térmica de contato a pressão de contato é, sem dúvida, o mais importante. A maioria dos gráficos é construída tendo como coordenadas a condutância e a pressão de contato.

O efeito da pressão de contato depende do acabamento superficial e produz deformações nas superfícies em contato, tanto elástica como plásticas, sabendo-se que em superfícies extremamente lisas e onduladas, predomina a deformação elástica e em superfícies rugosas e planas predomina a deformação plástica [14]. O efeito da pressão é pronunciado em materiais moles que em duros (comparar as curvas do aço e do alumínio na Figura 3.5).

O aumento da pressão de contato implica no decréscimo da resistência térmica de

contato, pois o contato se torna mais íntimo, reduzindo-se o volume dos interstícios, porém, esta relação não é linear, sendo esse efeito mais pronunciado para baixas pressões, como também pode ser visto na figura anterior, efeito este devido não a diferença na deformação total, mas à deformação local dos picos das asperezas [16].

À medida que a pressão se torna ainda maior, os picos que se tocavam inicialmente, se deformam, primeiro elasticamente e depois plasticamente, ocorrendo a penetração dos picos das superfícies de maior dureza na de menor dureza, fazendo com que alguns picos passem a se tocar simultaneamente [17]. Com isso, a separação entre as superfícies em contato se torna bem pequena e para superfícies lisas e planas em contato, provavelmente, exista uma grande porção da área total da interface, onde a separação é da ordem de poucos μm , comparável ao caminho médio livre das moléculas de ar [16].

3.2.4 Temperatura Média da Interface

É difícil separar os efeitos da pressão e da temperatura sobre a configuração da interface [16].

As deformações plásticas e elásticas causadas pela pressão que resultam na mudança da condutância da interface são, indubitavelmente, influenciadas pelo nível da temperatura média da interface (média entre as temperaturas das superfícies que formam a interface), tal como pode ser visto na Figura 3.6 [16]. A condutância aumenta com o nível dessa temperatura para uma determinada pressão de contato e a porcentagem desse aumento é aproximadamente da mesma ordem de magnitude, tanto para baixos e altos níveis de pressão [15].

O efeito da temperatura média da interface é mais pronunciado para temperaturas acima de 600 °C, quando o mecanismo de troca de calor por radiação torna-se importante [14].

Os principais parâmetros influenciados por essa temperatura são as condutividades térmicas do metal e do fluido intersticial.

3.2.5 Gradientes Térmicos

Há uma tendência dos valores da condutância na interface diminuírem com o aumento da diferença de temperatura na interface quando a temperatura média da interface e pressão são mantidas constantes [16].

Este fenômeno pode ser parcialmente explicado pelo “empenamento” dos corpos em contato que é inevitável por causa dos gradientes de temperatura e pelo alívio das tensões residuais existentes quando o corpo está na temperatura ambiente [16].

Se este “empenamento” produz um contato inferior na interface, resulta uma não uniformidade no fluxo de calor produzindo “empenamento” adicional que pode agravar ou melhorar o contato na interface, por isto, este efeito se torna difícil de avaliar [16].

3.2.6 Direção do Fluxo de Calor

Para um dado nível de temperatura e pressão de contato, uma mesma interface pode apresentar grande diferença na resistência térmica de contato para as duas diferentes direções do fluxo de calor, efeito este denominado **Retificação Térmica**.

Para acoplamentos de superfícies de materiais distintos, esse efeito é atribuído às tensões térmicas que diferem para uma determinada temperatura [13].

Como exemplo, pode-se observar a Figura 3.7 que mostra dois cilindros de materiais diferentes em contato [23]. Na ausência de perda de calor radial, um gradiente de temperatura axial constante faz com que as seções planas se curvem, com a extremidade mais quente se tornando convexa e a mais fria côncava. Esse efeito está diretamente relacionado com a razão entre a difusividade térmica (α) e a condutividade térmica (k) dos materiais em contato.

Assim, se o fluxo de calor for do material 1 para o 2, onde $\alpha_1/k_1 < \alpha_2/k_2$, o contato seria periférico, enquanto que, se o fluxo de calor for invertido o contato seria central [13].

Para superfícies planas lisas, a condutância térmica é maior quando o fluxo de calor vem do material com maior razão α/k e para superfícies planas rugosas, ocorre o inverso, ou seja, a condutância térmica é maior quando o fluxo de calor vem do material com menor razão α/k , como pode ser visto na Figura 3.8 [24].

Para acoplamento de superfícies de mesmo material esse efeito é função, principalmente, do acabamento superficial e não existe ainda uma teoria satisfatória para explicar o fenômeno da retificação térmica neste tipo de contato [18].

3.2.7 Tempo

A condutância da interface tem uma tendência a aumentar lentamente durante longo período de aquecimento enquanto as condições experimentais estão sendo mantidas constantes, por isso, a dependência do tempo das propriedades termofísicas dos metais também pode ser envolvida na condutância da interface [16].

3.2.8 Propriedades Mecânicas dos Materiais

A propriedade mecânica do material que determina a sua resistência à deformação plástica é definida como **Dureza**.

Num acoplamento de dois corpos de materiais distintos, quanto maior a dureza do material menos duro, maior será a resistência térmica de contato, isso porque menor será a deformação plástica dos maiores picos das asperezas do sólido mais mole e, portanto, menor a área para o fluxo de calor [14].

A dureza pode ser determinada por qualquer um dos testes padronizados: Brinell, Rockwell, Vickers ou outros.

A propriedade mecânica do material que determina sua resistência à deformação elástica é definida como **Módulo de Elasticidade**.

Quanto maior o módulo de elasticidade, maior a resistência térmica de contato, pois menor a deformação elástica das partes onduladas da interface e, portanto, menor a área de contato [14]. Sabe-se ainda que a importância do módulo de elasticidade é maior para superfícies lisas e onduladas [12].

3.2.9 Condutividade Térmica

A resistência térmica de contato possui uma dependência linear com a condutividade térmica do material [14].

A transferência de calor em uma interface geralmente é feita por condução térmica através do contato real sólido-sólido. Quanto maior a condutividade térmica dos sólidos em contato, menor a resistência térmica de contato [14].

A presença de um fluido na interface de contato representa um caminho adicional pelo qual o calor pode fluir e quanto maior a condutividade térmica desse fluido intersticial, menor a resistência térmica de contato, de forma que, acoplamentos no vácuo devem apresentar grande resistência [14].

Para baixas pressões de contato a condução de calor através do fluido intersticial é o modo dominante de transferência de calor e para altas pressões de contato a condução de calor através das partes sólidas em contato e do fluido intersticial são comparáveis [14].

3.2.10 Substância Intersticial

Qualquer substância intersticial (gasosa ou não) cuja condutividade térmica for maior que a do ar e que preencha os interstícios entre os sólidos em contato, terá um efeito significativo na resistência térmica de contato [10].

3.2.10.1 Substância Intersticial Gasosa

A Figura 3.9 mostra uma curva típica que relaciona a pressão de um fluido intersticial gasoso, neste caso específico o ar, com a resistência térmica de contato adimensional (item 3.5) [19].

Verifica-se a presença de dois patamares de resistência aproximadamente constante. O patamar superior corresponde às medidas da resistência no vácuo, enquanto o inferior corresponde às medidas em ambiente sob pressão igual ou maior que a atmosférica.

Esta curva varia ligeiramente com o material dos corpos, geometria das superfícies, gás intersticial e pressão de contato e o comportamento desta curva é explicado pela Teoria Cinética dos Gases, isto é, pela comparação do caminho livre médio das moléculas do gás com a altura média dos interstícios [19].

3.2.10.2 Substância Intersticial Não Gasosa

Se uma junção não pode ser feita permanente (soldada ou rebitada) por causa da sua utilização ou por qualquer outro motivo e tiver que ser parafusada, existe a possibilidade de se inserir algumas substâncias intersticiais não gasosas na junção de contato, visando a melhoria da condutância térmica de contato através da interface. Geralmente, utilizam-se as seguintes técnicas [10]:

- Aplicação de pasta térmica;
- Inserção de uma folha de metal maleável;
- Cobertura com fina lâmina metálica de uma ou de ambas as superfícies de contato.

As **pastas térmicas** são de fácil aplicação, porém, não podem ser utilizadas em montagens sujeitas à altas temperaturas, por causa da possibilidade de sua evaporação e contaminação da vizinhança [10].

Testes feitos mostram que um bom composto térmico possui condutividade térmica tão alta quanto $1,25 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$, que é aproximadamente 50 vezes maior que a do ar [20].

A quantidade de pasta térmica a ser aplicada em uma interface deve ser apenas suficiente para preencher os interstícios e ainda permitir o contato dos picos das asperezas [6].

As **folhas metálicas maleáveis** são atrativas do ponto de vista teórico mas na prática não são muito usadas, isto porque tendem a enrugar, o que pode resultar no aumento, ao contrário do que se é desejado, da resistência térmica de contato, além disso, são frágeis, geralmente, defletindo com seu próprio peso o que faz com que sejam de difícil manuseio e aplicação [10].

Testes feitos mostram que o aumento da condutância térmica obtido com o uso destas folhas supera em algumas ordens de grandeza o conseguido com o uso de pastas térmicas [10].

O desempenho térmico de uma folha metálica depende da razão entre a condutividade térmica da folha (k) e sua dureza (H) e quanto maior for este índice, melhor é o desempenho térmico da folha [10].

A espessura da folha também é importante para o desempenho e, para um dado material, como mostrado na Figura 3.10, existe uma espessura ótima para a folha, acima ou abaixo da qual a tendência é de aumentar a resistência térmica de contato. Essa espessura depende de alguns fatores como: dureza do material, carga aplicada e acabamento superficial [10].

As **coberturas metálicas** estão livres de problemas de contaminação associados à pastas térmicas e problemas de manipulação associados à folhas metálicas.

Assim, quando uma das superfícies de contato de uma interface é coberta, tal como mostra a Figura 3.11, verifica-se experimentalmente uma melhoria na condutância de contato, cuja ordem de magnitude depende do material utilizado, do acabamento superficial dos corpos em contato (ver Figura 3.12) e, também, da espessura da cobertura metálica (ver Figura 3.13), tal como no caso de utilização de folhas metálicas [10].

A Figura 3.14 mostra o efeito da pressão de contato sobre a condutância térmica da junta de uma interface coberta para diversos tipos de materiais de mesma rugosidade e de mesma espessura [10].

3.2.11 Filmes de Óxido na Superfície

Embora o efeito dos filmes de óxido na superfície de contato seja do conhecimento da maioria dos pesquisadores, pouco tem sido feito com relação ao estabelecimento de um modelo físico-matemático para sua determinação.

A resistência térmica de contato é proporcional às razões entre a espessura do filme de óxido e o raio médio dos pontos de contato e entre a condutividade do metal e do filme de óxido. Em geral os filmes de óxido são pouco espessos e têm uma condutividade térmica muito menor que a do metal [21].

O efeito do filme de óxido sobre a resistência térmica de contato é mais pronunciado para superfícies mais lisas, devido à pequena inclinação dos picos das asperezas que faz com que diminua a probabilidade destes filmes se quebrarem; normalmente, procura-se evitar este filme nas superfícies a serem acopladas, eliminando-se, assim, a sua influência [22].

3.2.12 Número de Compressões e Descompressões

Quando sujeitos a repetidos ciclos de aquecimento e carga os materiais investigados revelam uma pronunciada, mas variada, perda e reestabelecimento da força, que causa correspondentes mudanças na condutância térmica de contato devido à modificações na configuração do contato [16].

Testes de rejunção e novas configurações da interface dão reprodutibilidade dos valores da condutância comparável àqueles da dispersão experimental na junta intacta [16].

3.3 Pesquisas em Resistência Térmica de Contato

Nesse item serão delimitadas as áreas nas quais têm sido atualmente conduzidos estudos teóricos, numéricos e experimentais em resistência térmica de contato segundo recentes estudos do estado da arte [23] - [25].

A caracterização de estudos por área permite uma comparação mais detalhada entre análises similares e investigações experimentais. Estas comparações têm sugerido vários aspectos a serem considerados nas análises da resistência térmica de contato.

3.3.1 Aplicações Gerais

Existe resistência térmica associada, essencialmente, com todas as geometrias físicas nas quais um fluxo de calor atravessa uma interface e a recente literatura tem focado determinadas áreas. De interesse específico tem sido a caracterização teórica e analítica de problemas e modelos da resistência térmica de contato na área de pontos de contato e superfícies rugosas conformes.

Para a análise da transferência de calor, não só o conhecimento das características superficiais é importante, mas também outros parâmetros como: propriedades dos materiais, condições de pressão, regime de temperatura e meio intersticial, mas a maioria dos trabalhos considera a influência de apenas alguns destes parâmetros, mantendo-se todos os outros constantes.

3.3.2 Aplicações em Materiais Avançados

Há um grande número de pesquisas na área de condução de calor em engenharia. A condução ocorre em diversos meios, tais como: materiais isolantes, laminados reforçados, estrato geológico, placa de circuito impresso e componentes aeroespaciais, dentre outros. Como consequência, tem aumentado o interesse no entendimento da condutância térmica de contato e seu relacionamento com materiais porosos, cobertos e compostos.

3.3.2.1 Materiais Porosos

A maioria dos trabalhos nessa área foi conduzida no sentido de determinar a difusividade térmica (condutividade térmica efetiva) em sistemas de partículas, materiais sinterizados e materiais isolantes.

3.3.2.2 Materiais Cobertos

A resistência térmica de contato de materiais cobertos tem maior importância em placas de circuito impresso, isolamentos, armaduras e campos de motores, e superfícies oxidadas. A sua determinação é particularmente importante quando o que se pretende é a dissipação de energia.

3.3.2.3 Materiais Compostos

Embora a maior parte das investigações feitas com materiais compostos tenha sido direcionada para determinação de suas propriedades mecânicas, o uso destes materiais em aplicações de alta temperatura, especialmente em turbinas industriais à gás e combustíveis nucleares, mostra que suas características térmicas são igualmente importantes.

Com o advento da supercondutividade e a contínua busca por materiais supercondutores em altas temperaturas, é essencial que a resistência térmica de contato dos materiais compostos seja investigada.

3.3.3 Aplicações Aeroespaciais

Os sistemas térmicos de potência em aplicações aeroespaciais (veículos, estações espaciais e satélites) devem ser bastante eficientes. Para a consecução deste objetivo faz-se necessário o estudo da resistência térmica de contato em laboratórios que reproduzem um ambiente térmico semelhante ao espacial.

3.3.4 Aplicações em Biomedicina

Os mecanismos da transferência de calor em biomateriais têm recebido crescente atenção com o desenvolvimento de órgãos e tecidos sintéticos e outros aparelhos implantáveis.

O conhecimento das propriedades térmicas de biomateriais, bem como das características dos tecidos biológicos, é essencial para o modelamento e desenvolvimento de novos materiais e órgãos e, nesse ponto, se faz necessário o estudo da resistência térmica de contato.

Há numerosas circunstâncias nas quais o gradiente de temperatura e a diferença de temperatura entre os tecidos do corpo, os fluidos corpóreos e os materiais implantáveis afetam tanto o desempenho quanto o conforto dos aparelhos implantáveis.

Essas circunstâncias incluem angioplastia coronária (remoção das placas de arterosclerose), a seleção de cimentos de ossos apropriados para substituir juntas implantáveis, sistemas de medidas que requerem cateters intrusivos e sondas (térmicas, radiofrequenciais e ultrassom), cimento dental para instalação de coroas ou barretes, entre outras aplicações biomédicas.

3.3.5 Aplicações em Microeletrônica

A otimização de sistemas microeletrônicos requer significativo projeto térmico e análise de problemas por causa do aumento das tensões térmicas que ocorrem quando os componentes são miniaturizados.

A geração de calor dentro dos circuitos microeletrônicos, placas de circuitos integrados e módulos multichip, tem sido o fator que limita a medida física tanto do

componente individualmente, quanto dos módulos.

O ambiente térmico e as altas temperaturas associadas podem levar ao superaquecimento reduzindo, significativamente, o desempenho do componente e aumentando a possibilidade de falha total. Como consequência, há um grande interesse em melhorar a condutância térmica nas interfaces dentro de sistemas microeletrônicos.

A literatura recente em resistência térmica de contato em sistemas e componentes microeletrônicos pode ser dividida em duas categorias gerais:

- Pesquisas realizadas com estudos teóricos, analíticos e numéricos:

Essas pesquisas possibilitam estudos paramétricos; o desenvolvimento de sistemas de sinais que têm reduzida resistência térmica, grande dissipação de calor, ótimo espaçamento e comprimento; e a seleção dos melhores materiais, que são de fundamental importância na análise de novos componentes e projetos.

- Pesquisas que são de natureza experimental:

Embora algumas das pesquisas teóricas, analíticas e numéricas tenham incluído dados experimentais para comparação, a maioria delas não os têm.

Na maioria dos casos, sistemas e geometrias de um componente microeletrônico são suficientemente complexos e as técnicas de modelagem são de difícil aplicação. Nestes casos, pesquisas experimentais, e tão somente estas, têm sido conduzidas para a obtenção de dados para análise da resistência térmica de contato.

3.4 Modelos Físico-Matemáticos para Determinação da Resistência Térmica de Contato

Por ser a determinação da resistência térmica de contato um problema complexo, se faz necessário desenvolver um modelo termofísico simples que possa ser analisado e verificado experimentalmente. Para atingir este objetivo, têm sido feitas algumas hipóteses no desenvolvimento destes modelos, tais como [10]:

- Os sólidos em contato são isotrópicos (a condutividade e os parâmetros físicos são admitidos constantes);
- O contato entre os sólidos tem relativa dependência com a rugosidade e/ou com a ondulação;
- As superfícies são limpas (não há o efeito de óxido);
- O contato é estático (não há o efeito de vibração);
- Somente o primeiro ciclo de carga é atuante (não existe o efeito da histerese);
- A pressão aparente de contato não é pequena ($> 10^{-6}$ GN/m²) nem grande ($< 10^{-1}$ GN/m²);
- O efeito da radiação é pequeno ou desprezível;
- O fluxo de calor é estacionário e não muito grande ($< 10^8$ W/m²);
- Se o contato não é feito no vácuo, o fluido intersticial deve ser considerado como um continuum;
- O fluido intersticial preenche perfeitamente os interstícios entre as superfícies em contato.

Há um grande número de modelos matemáticos para a determinação da resistência térmica de contato. MANTELLI [26] apresenta alguns desses modelos e faz uma comparação entre eles. Como esta fora do escopo deste trabalho a obtenção de um modelo físico-matemático ou mesmo a tentativa de utilização dos já existentes nos limitaremos a apresentar no Apêndice A, apenas para nível de conhecimento, os modelos de CLAUSING [27] e de MIKIC & ROHSENOW [28].

3.5 Correlações Experimentais para Determinar a Resistência Térmica de Contato

O estado atual de conhecimento da resistência térmica de contato tem chegado ao ponto onde simples correlações experimentais têm sido desenvolvidas para sua determinação.

A seguir serão estabelecidas algumas destas correlações para juntas metálicas, para os pontos de contatos propriamente ditos, bem como para as fendas entre as superfícies em contato considerando, neste caso, a presença de uma substância intersticial (gás ou metal). Estas resistências estão sempre em paralelo devendo, portanto, serem associadas para se determinar a resistência total da junta.

As razões de transferência de calor entre os contatos e fendas são aproximadamente independentes para a maioria dos problemas de contato. Se a razão da transferência de calor por radiação através da fenda for desprezada, a resistência térmica de contato total ou da junta (R_j), para superfícies planas rugosas será igual a associação das resistências térmicas de contato dos contatos (R_c) e das fendas (R_f), que serão desenvolvidas nos itens posteriores, já que, elas estão em paralelo:

$$\frac{1}{R_j} = \frac{1}{R_c} + \frac{1}{R_f} \quad \Rightarrow \quad R_j = \frac{R_c \cdot R_f}{R_c + R_f} \quad (3.4)$$

Ou, de outro modo, convertendo os valores de resistência para condutância térmica de contato, lembrando que $h = 1/R \cdot A$, temos:

$$h_j = h_c + h_f \quad (3.5)$$

Esses resultados empíricos podem ser apresentados de uma maneira mais geral, para que possam ser comparados com prognósticos, tanto teóricos como experimentais, através de sua adimensionalização.

Isso pode ser feito, multiplicando-se ambos os membros da equação anterior por $(\sigma/m \cdot k_c)$, resultando:

$$\left(\frac{\sigma}{m}\right) \cdot \left(\frac{h_j}{k_c}\right) = \left(\frac{\sigma}{m}\right) \cdot \left(\frac{h_c}{k_c}\right) + \left(\frac{\sigma}{m}\right) \cdot \left(\frac{h_f}{k_c}\right) \quad (3.6)$$

ou, de uma forma mais conveniente:

$$C_j = C_c + C_f \quad (3.7)$$

3.5.1 Correlações Experimentais para Determinar a Resistência Térmica de Contato dos Contatos

3.5.1.1 Juntas Descobertas

São os tipos mais comuns de juntas onde as superfícies são colocadas diretamente em contato. No procedimento geral para o cálculo da resistência térmica de contato dos contatos para superfícies planas e rugosas se faz necessário [29]:

- Determinar a textura da superfície (σ e m) das partes em contato por meio de um perfilômetro;
- Determinar a microdureza (H) das superfícies em contato por meio de medida ou de tabelas;
- Determinar a pressão aparente de contato (P_a) através da força (F) que mantém as superfícies em contato;
- Determinar o raio médio dos pontos de microcontato (a) admitindo-se que o mesmo possa ser aproximado por [29]:

$$a = 0,77 \cdot \left(\frac{\sigma}{m}\right) \cdot \left(\frac{P_a}{H}\right)^{0,097} \quad (3.8)$$

onde:

$$H = \min[H_1, H_2] \quad (3.9)$$

$$P_a = F/A_a \quad (3.10)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (3.11)$$

$$m = \sqrt{m_1^2 + m_2^2} \quad (3.12)$$

Observação: quando esta última grandeza for de difícil obtenção, uma boa regra de estimativa, para superfícies relativamente planas, é fazer $\sigma/m = 5$ a $9 \mu\text{m}$, quando σ for conhecido [29].

- Estimar a área real de contato e, mais especificamente, o número de pontos de microcontato (n) sobre a área projetada ou aparente de contato (A_a), que é obtido do balanço de forças na interface de contato [29]:

$$n = \frac{A_a}{\pi \cdot a^2} \left(\frac{P_a}{H} \right) \quad (3.13)$$

- Determinar o parâmetro de constricção: Se os microcontatos estão extremamente espaçados com relação aos seus raios, a resistência térmica de constricção de um único ponto pode ser determinada pela expressão [29]:

$$R = \frac{1}{4 \cdot k \cdot a} \quad (3.14)$$

Para superfícies em contato o fluxo de calor em um ponto de contato sofre a interferência dos pontos de contato vizinhos e, por isso, a resistência de constricção deve ser modificada por uma quantidade Ψ , denominada parâmetro de constricção. Uma expressão geral para esse parâmetro pode ser obtida resolvendo-se a equação de Laplace para um contato circular discreto localizado na extremidade de um cilindro sólido de comprimento semi-infinito submetido a um fluxo de calor axial.

A equação resultante é bastante complexa, mas ela foi correlacionada com dados experimentais e pode ser aproximada usando a seguinte relação [29]:

$$\Psi = \left(1 - \sqrt{\frac{P_a}{H}} \right)^{1,5} \quad (3.15)$$

- Determinar a resistência térmica de constricção do fluxo de calor: Considerando-se a pequena proximidade entre os pontos de contato vizinhos, a resistência térmica

de constrição do fluxo de calor (R) para um único ponto de contato pode ser dada por [29]:

$$R = \frac{\Psi}{4.k.a} \quad (3.16)$$

Finalmente, a resistência térmica de contato, que é o mesmo que resistência térmica de constrição do fluxo de calor, através dos microcontatos sólidos de uma junta metálica pode ser calculada pela adição em paralelo de todos microcontatos. Quando ambas as superfícies de contato são consideradas, resulta [29]:

$$R_c = \frac{\Psi}{4.n.a} \cdot \left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \right) \quad (3.17)$$

Uma correlação recomendada para a porção sólida da resistência térmica de contato através de uma junta metálica é expressa por [30]:

$$R_c = 0,80 \cdot \frac{\sigma}{A_a.k_{mh}.m} \cdot \left(\frac{P_a}{H} \right)^{-0,95} \quad (3.18)$$

3.5.1.2 Juntas Cobertas

São as juntas nas quais uma das superfícies é coberta por uma fina lamina metálica, tal como mostrado na Figura 3.11.

A resistência térmica de contatos cobertos (R'_c) pode ser determinada por uma correção da equação anterior, através da introdução de fatores de modificação térmico (ft) e mecânico (fm), resultando [10]:

$$R'_c = R_c \cdot \underbrace{\left(\frac{H'}{H} \right)^{0,93}}_{fm} \cdot \underbrace{\left(\frac{f.k_1 + k_2}{k_1 + k_2} \right)}_{ft} \quad (3.19)$$

Portanto, para solucionar problemas de contatos com cobertura basta determinar H' e f , já que, os outros valores são conhecidos.

A microdureza efetiva H' pode ser obtida, empiricamente, para a combinação cobertura-substrato em consideração ou pode ser encontrada sob a forma de tabela [31].

O fator de correção do parâmetro de constrição (f) também encontra-se sob a forma de tabela [32].

Uma outra expressão para determinação da resistência térmica de contato de uma junta coberta pode ser dada por [10]:

$$R'_c = \frac{\Psi'}{2 \cdot n' \cdot a'} \cdot \left(\frac{1}{k'} \right) \quad (3.20)$$

onde:

$$k' = \frac{2 \cdot k_1 \cdot k_2}{f \cdot k_1 + k_2} \quad (3.21)$$

$$\Psi' = \left(1 - \sqrt{\left(\frac{P_a}{H'} \right)} \right)^{1,5} \quad (3.22)$$

$$a' = 0,77 \cdot \left(\frac{\sigma}{m} \right) \cdot \left(\frac{P_a}{H'} \right)^{0,97} \quad (3.23)$$

$$n' = \frac{A}{\pi \cdot (a')^2} \cdot \left(\frac{P_a}{H'} \right) \quad (3.24)$$

Esta equação apesar de algebricamente diferente fornece valores idênticos àqueles da equação anteriormente usada com essa mesma finalidade (eq. 3.19). A vantagem da utilização desta equação é que ela permite avaliar os vários parâmetros que contribuem para a mudança da resistência térmica de contato da cobertura, quando a espessura da cobertura for variada.

3.5.1.3 Juntas Permanentes

As correlações acima obtidas são para superfícies mantidas unidas sob pressão através de parafusos ou através de rebites.

Existem ainda outros métodos para se manter duas superfícies de contato unidas. São os chamados métodos permanentes os quais utilizam solda ou cola. Nestes casos, pode ser utilizada a seguinte correlação para determinação da resistência térmica de contato [33]:

$$R_c = \frac{\Psi}{2} \cdot \left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{2}{k_3} \right) \quad (3.25)$$

Observação: Os valores de Ψ , neste caso, são uma função complexa da geometria da superfície e de suas propriedades e não podem ser determinados a partir dos princípios básicos. Entretanto, podem ser obtidos valores empíricos para esse parâmetro [33].

3.5.2 Correlações Experimentais para Determinar a Resistência Térmica de Contato das Fendas

A transferência de calor através da fenda intersticial formada pelo contato de duas superfícies rugosas planas é de difícil análise, por causa da complexidade da geometria local que determina o tipo de modelamento para a transferência de calor local [29].

Para vencer estas dificuldades assume-se que a condutância local da fenda possa ser modelada como condução de calor entre duas placas paralelas isotérmicas, que estão separadas por uma determinada distância (Y).

Assim, para calcular a resistência térmica de contato através de um fluido intersticial na fenda, é recomendada a seguinte aproximação [29]:

$$R_f = \frac{Y + M \cdot \sigma}{A_a \cdot k_g} \quad (3.26)$$

onde:

$$Y = 1,53 \cdot \sigma \cdot \left(\frac{P_a}{H} \right)^{-0,097} \quad (3.27)$$

O parâmetro do fluido intersticial (M) é uma função complexa das propriedades termofísicas do gás intersticial (pressão, temperatura, calores específicos e número de Prandtl) em combinação com os materiais da interface (parâmetro de acomodação e rugosidade superficial) e com o meio ambiente, sendo expresso por [10]:

$$M = \left(\frac{\eta \cdot \epsilon \cdot \Lambda}{\sigma} \right) \quad (3.28)$$

onde:

$$\eta = \left(\frac{2 - \eta_1}{\eta_1} \right) + \left(\frac{2 - \eta_2}{\eta_2} \right) \quad (3.29)$$

$$\epsilon = \frac{2\gamma}{(\gamma + 1).Pr} \quad (3.30)$$

$$\gamma = \left(\frac{c_p}{c_v}\right)_g \quad (3.31)$$

$$\Lambda = \Lambda_{g,\infty} \cdot \left(\frac{T_g}{T_{g,\infty}}\right) \cdot \left(\frac{P_{g,\infty}}{P_g}\right) \quad (3.32)$$

Considerando-se o gás como sendo o ar tem-se que o caminho livre e das moléculas no continuum ($\Lambda_{g,\infty}$) é da ordem de $0.064 \mu\text{m}$ e considerando ainda que as propriedades referentes ao continuum sejam as mesmas do ambiente e que o ar esteja na temperatura média da interface e na mesma pressão do ambiente (1 atm), a equação anterior pode ser reescrita na forma:

$$\Lambda_{ar} = 0,064 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{T_m}{T_{amb}}\right)_{ar} \quad (3.33)$$

Teoricamente, $M = 0$ para interfaces que contenham líquido ou graxa, pois há dois fenômenos adicionais associados com estas interfaces que, geralmente, resultam em uma medida da resistência da fenda maior que aquela calculada usando a equação 3.26 para esta finalidade. Primeiro, é bastante frequente o líquido ou graxa não preencher toda a interface e segundo, o líquido intersticial pode causar uma separação maior entre os planos médios, do que aquela utilizada na equação 3.26, que foi derivada admitindo-se que a interface estava operando no vácuo ou em ambiente gasoso.

3.6 Aparato para Determinação Experimental da Resistência Térmica de Contato

Os valores de entrada necessários para executar os cálculos teóricos ou para usar uma correlação experimental são muitas vezes de difícil obtenção. Como consequência, geralmente é usada a determinação experimental.

Há um grande número de técnicas adequadas para a determinação experimental da resistência térmica de contato ([12], [16], [29], [33], [34]), cada uma delas apropriada

somente para condições específicas, ou seja, não foi ainda desenvolvida uma técnica de determinação experimental generalizada para todos os meios e condições de testes [24].

Um aparato experimental típico, tal como mostrado na Figura 3.15 [29], é geralmente usado para obter valores da resistência térmica de contato. Consiste, basicamente, de uma coluna cilíndrica vertical formada pelas amostras, que são cilindros contendo as interfaces a serem investigadas, e um calorímetro, que é um cilindro de ferro de condutividade térmica conhecida. As interfaces cilíndricas da coluna são mantidas em contato pela aplicação de uma carga axial obtida por meio de um cilindro pneumático, como mostrado nesta figura, ou por outros meios, tais como, hidráulicos ou peso morto.

Um carregamento uniforme das amostras é assegurado pelo uso de uma esfera de aço entre o cilindro e a extremidade superior da coluna e também pela localização de uma célula de carga, na extremidade oposta, que fornece a pressão aparente de contato.

A extremidade superior da coluna serve como um absorvedor de calor, resfriado por uma placa fria de cobre refrigerada a água por meio de um circuito fechado, como mostrado na figura, por nitrogênio líquido ou ainda por outros meios.

A coluna é suportada por uma estrutura rígida, de aço inoxidável, alojada em uma campânula de vidro, para efeito de isolamento.

Isso permite que, além dos testes feitos em ambiente gasoso que produzem a resistência térmica total, sejam feitos testes sob condições de vácuo que produzem a resistência térmica da interface devido somente aos microcontatos.

As amostras em teste, calorímetro, fonte e sorvedouro de calor são instrumentados com termopares para dar informação sobre a operação do sistema e para medir a temperatura axial na coluna.

O princípio de funcionamento deste aparato é basicamente o seguinte: quando um fluxo de calor constante é aplicado na extremidade superior da coluna, a distribuição de temperatura será linear e a resistência na interface das amostras é manifestada pela diferença de temperatura (ΔT) através desta interface, que é obtida pela extrapolação dos perfis lineares de temperatura para a interface em cada uma das amostras. O fluxo de calor (q) que atravessa a coluna é determinado medindo-se o gradiente de temperatura no cilindro de ferro (calorímetro), de condutividade térmica (k) conhecida, utilizando-se para tanto a equação de Fourier ($q = k \cdot dT/dx$). Assim, determina-se a

resistência térmica de contato por meio da razão entre a diferença de temperatura (ΔT) e o calor por condução através da junta ($Q = q.A$), como mostrado na equação 3.2.

Observação: todo esse processo de determinação da resistência térmica de contato da junta pode ser controlado por um microcomputador através da implantação de um sistema de aquisição de dados.

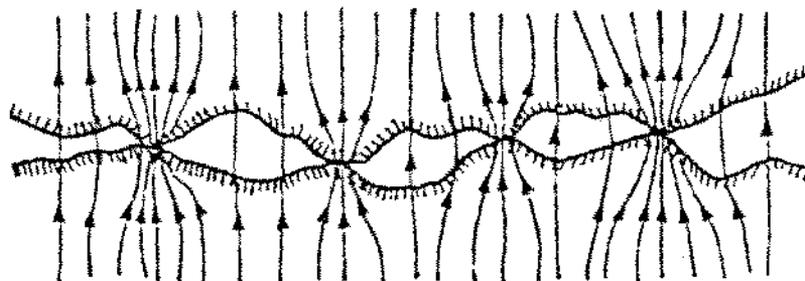


Figura 3.1: Representação esquemática da constrição do fluxo de calor em uma interface de contato [24].

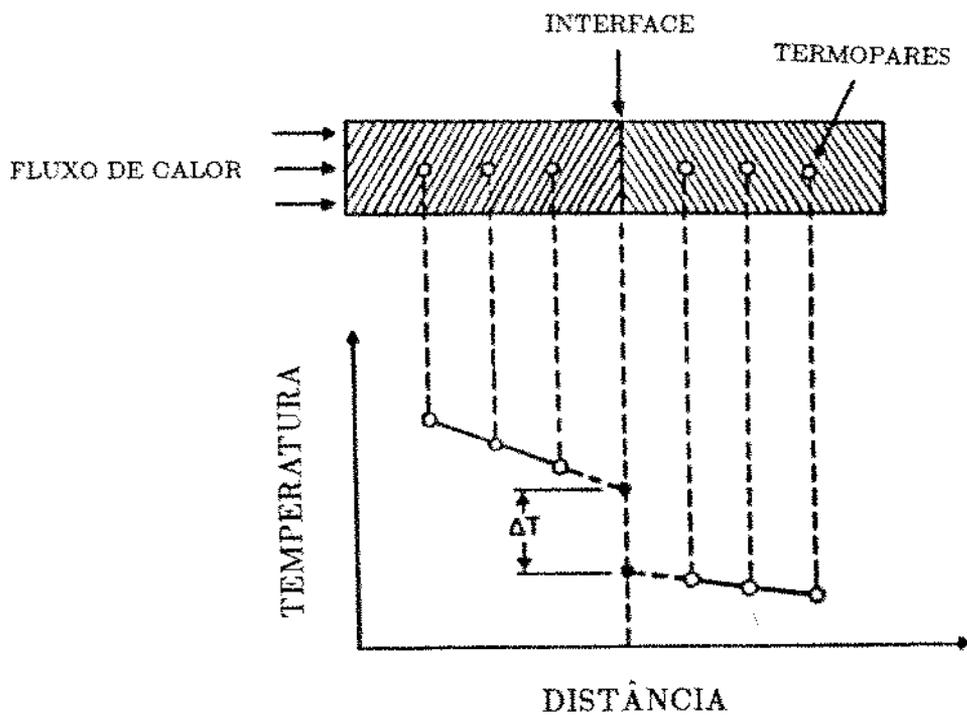


Figura 3.2: Representação esquemática da diferença de temperatura em uma interface de contato [29].

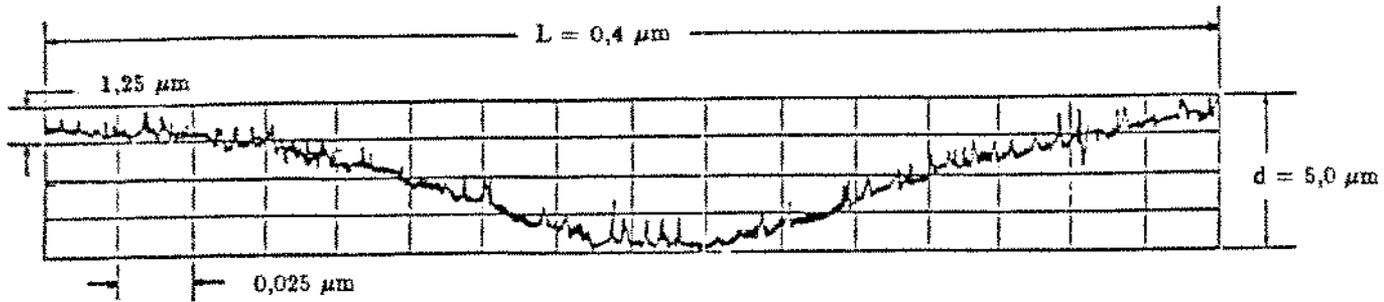


Figura 3.3: Perfil linear típico de uma superfície que apresenta ondulação e rugosidade [26].

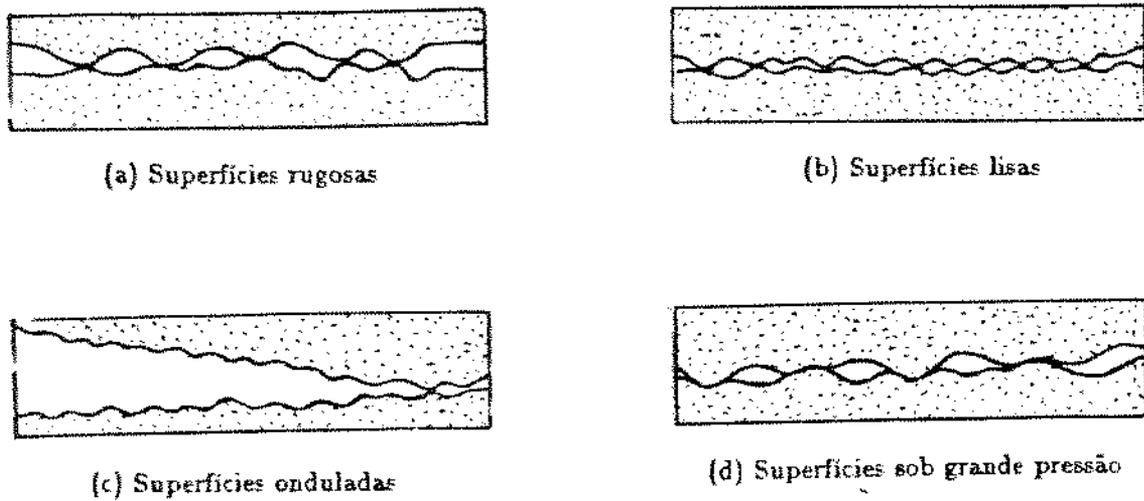


Figura 3.4: Vista ampliada de interfaces de contato de acordo com o acabamento superficial [6].

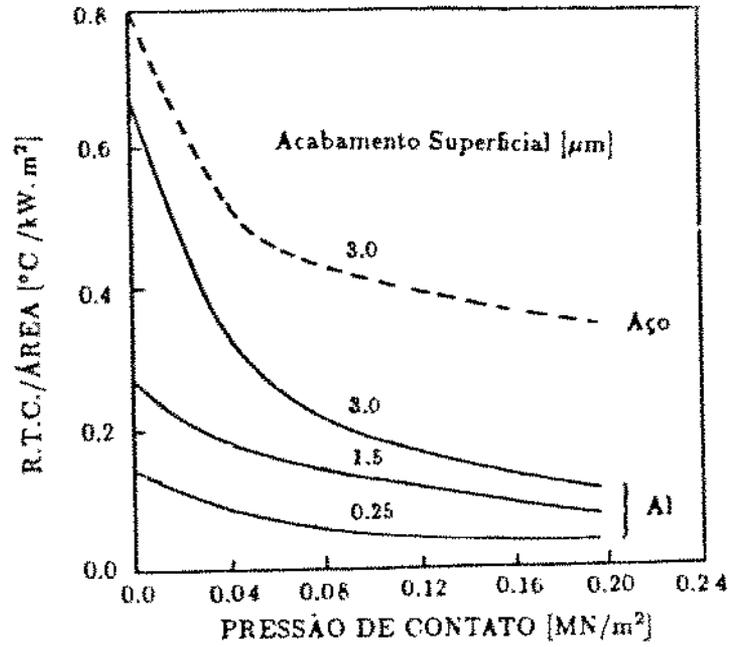


Figura 3.5: Efeito do acabamento superficial e da pressão de contato sobre a resistência térmica de uma interface [6].

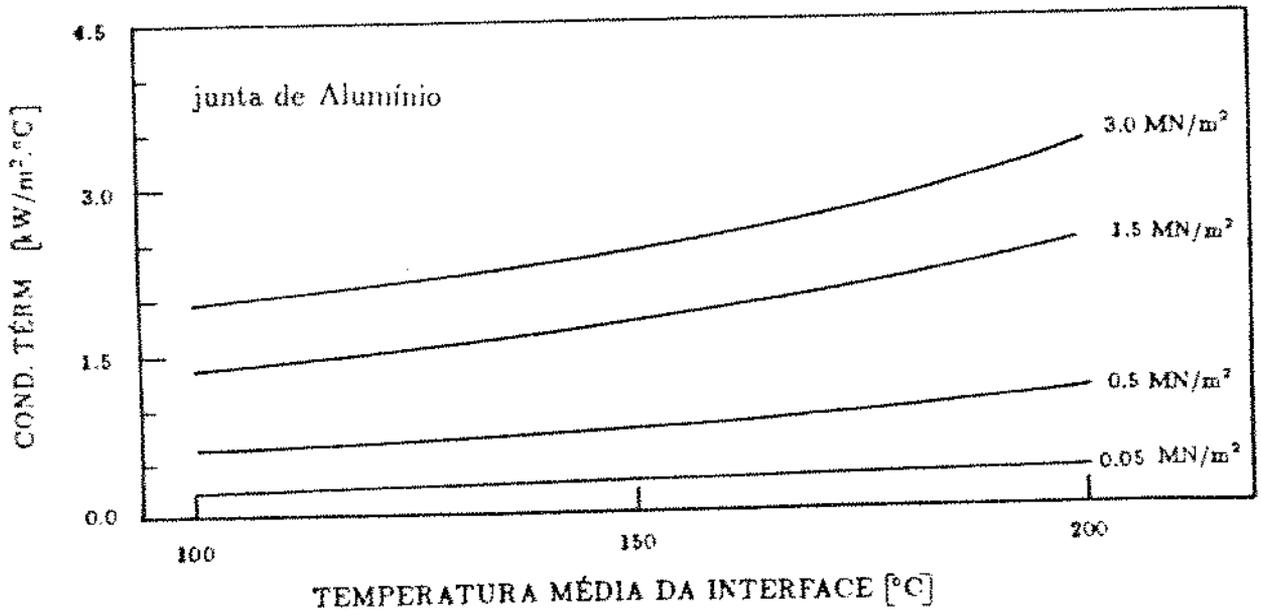


Figura 3.6: Efeito da temperatura média da interface sobre a condutância térmica de contato em função da pressão de contato [16].

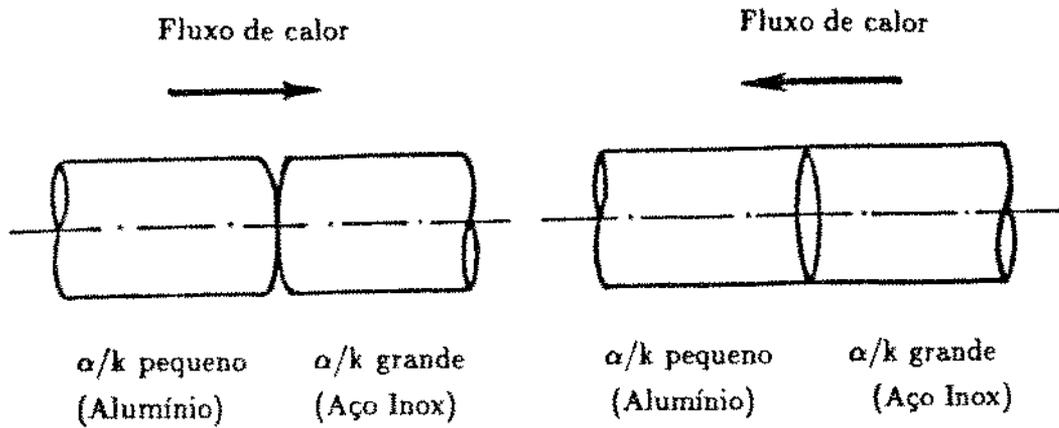


Figura 3.7: Efeito de retificação térmica sobre a superfícies de contato [23].

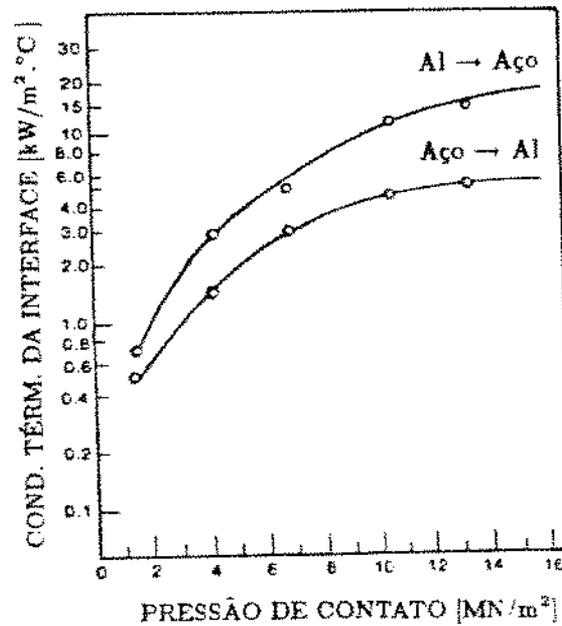


Figura 3.8: Efeito da retificação térmica sobre a condutância térmica de contato [24].

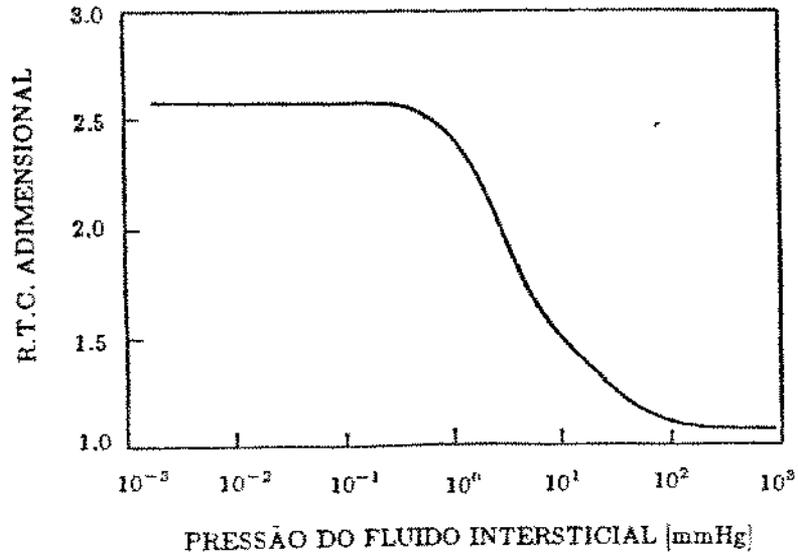


Figura 3.9: Efeito da pressão do gás intersticial sobre a resistência térmica de contato [19].

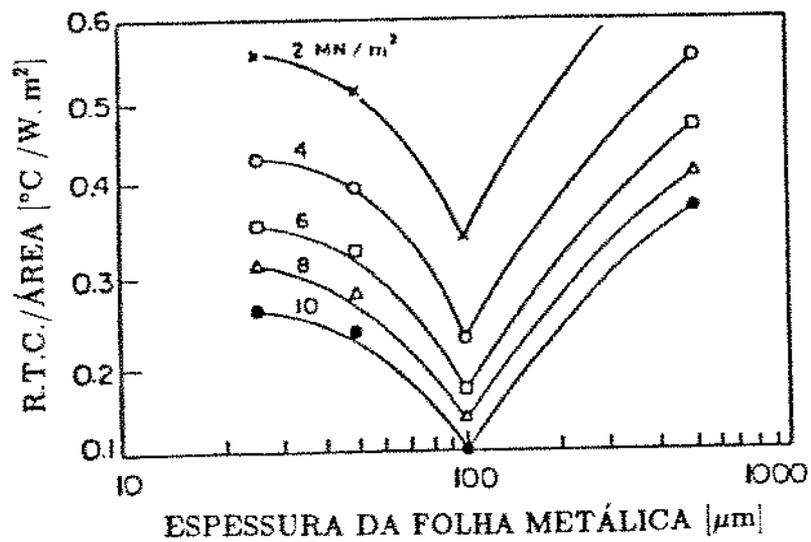


Figura 3.10: Efeito da espessura da folha metálica sobre a resistência térmica de contato [10].

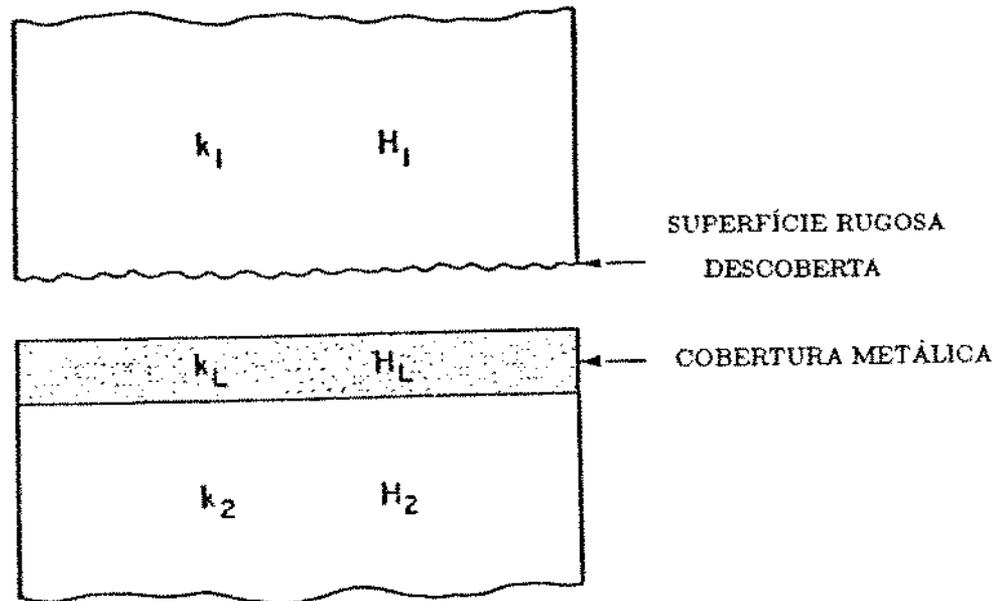


Figura 3.11: Representação esquemática de uma junta coberta [10].

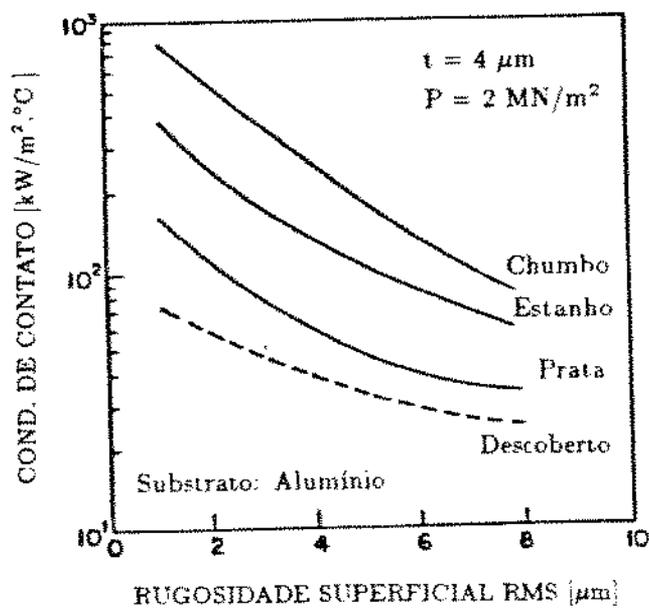


Figura 3.12: Efeito do acabamento superficial sobre a condutância de uma junta coberta [10].

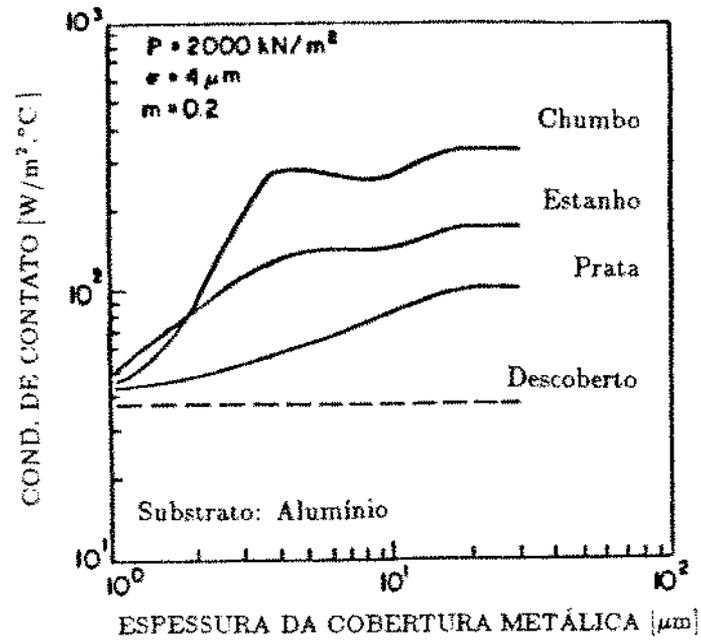


Figura 3.13: Efeito da espessura da cobertura sobre a condutância da junta [10].

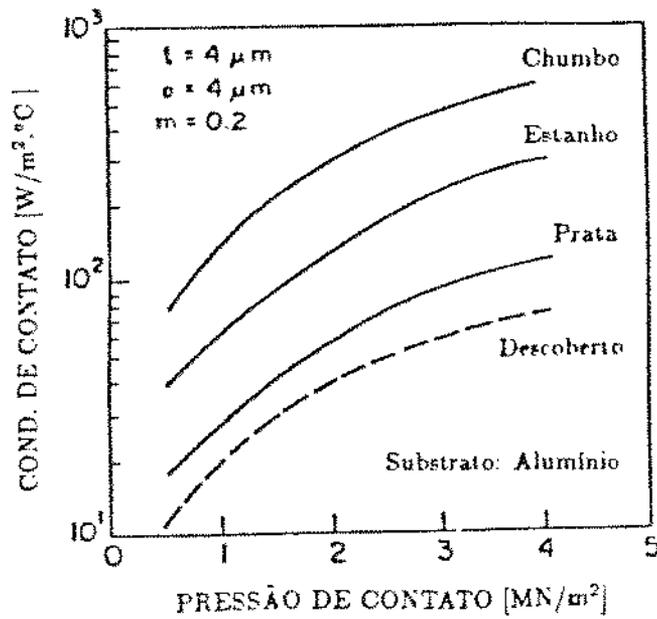


Figura 3.14: Efeito da pressão de contato sobre a condutância de uma junta coberta [10].

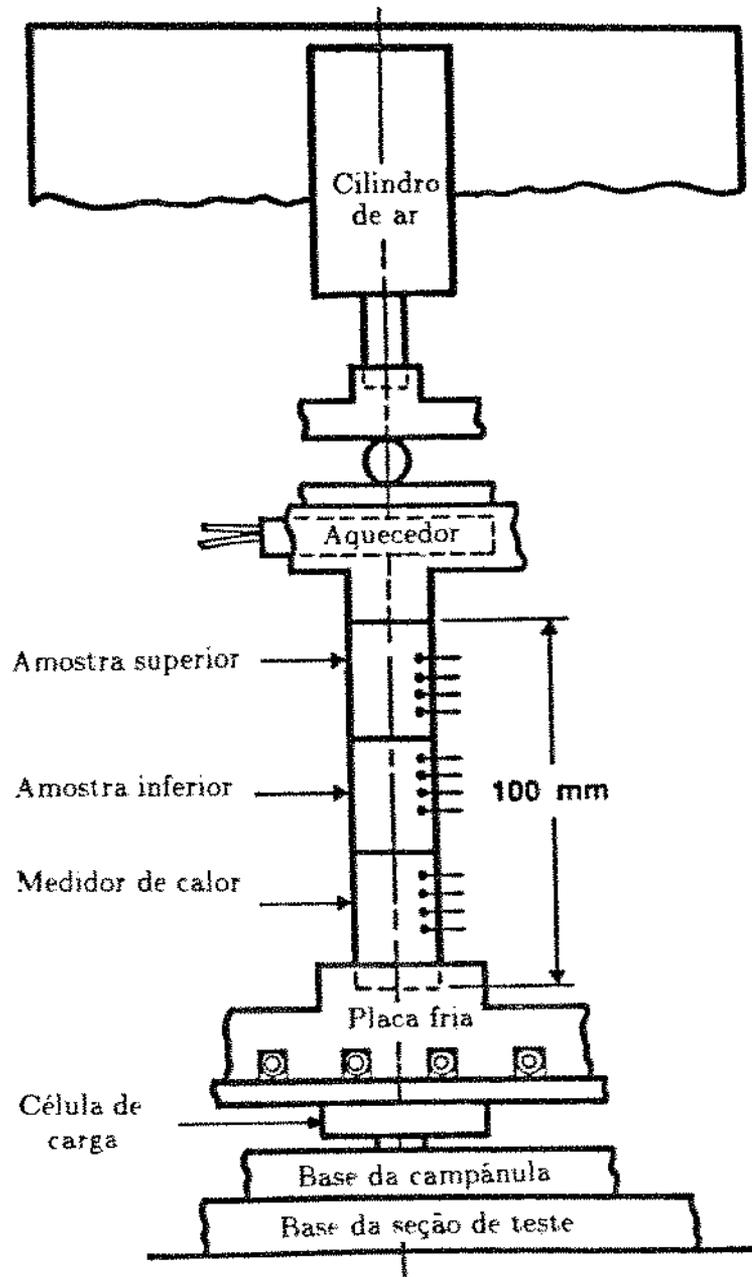


Figura 3.15: Representação esquemática de um aparato para determinação experimental da resistência térmica de contato de uma junta [29].

Capítulo 4

Análise Experimental

4.1 Introdução

A seguir será apresentado o modelo no qual serão feitas as determinações da resistência térmica de contato utilizando-se o sistema atual de fechamento (por meio de presilhas) e o proposto (por meio de parafusos).

Estas determinações serão feitas na altura média de um sub-bastidor e em uma área correspondente ao fechamento de uma única unidade térmica, por meio da própria definição da resistência térmica de contato apresentada na seção 3.1 (eq. 3.2) e por meio da associação das resistências térmicas dos contatos e das fendas (eq. 3.4), obtidas a partir das correlações experimentais apresentadas na seção 3.5 (equações 3.17 e 3.25)

Para cada método de determinação e sistema de fechamento serão apresentadas as hipóteses simplificadoras necessárias, o material utilizado, bem como o procedimento envolvido.

Paralelamente à determinação da resistência térmica de contato, será determinada experimentalmente a sobre-temperatura do componente mais crítico, para cada sistema de fechamento.

4.2 Proposição do Modelo Experimental

O aparato para determinação experimental da resistência térmica de contato mostrado na seção 3.6 tem uma aplicação didática muito grande. Com ele podem ser feitos testes com a variação de cada um ou de um conjunto de parâmetros, que influenciam a resistência térmica de contato (mostrados na seção 3.2). Os resultados obtidos são depois extrapolados para as condições reais.

Não se dispondo no momento de um laboratório adequado, o nosso trabalho para determinação experimental da resistência térmica de contato será conduzido como um "Teste de Campo", ou seja, será feito na própria Réplica Térmica da M.V.P. sendo que, neste caso, serão necessárias algumas hipóteses simplificadoras.

A Figura 4.1 apresenta o modelo experimental proposto. Nota-se que foram feitas pequenas modificações com relação ao sistema de fechamento original de modo que se pudesse ter os dois mecanismos de fechamento (presilhas e parafusos) em uma mesma porta facilitando-se a instrumentação. Os pontos instrumentados com termopares também podem ser vistos nesta figura.

A Figura 4.2 mostra o posicionamento do modelo experimental na coluna e o posicionamento da coluna na estrutura da M.V.P.. Estes posicionamentos foram escolhidos para proporcionar as condições de contorno mais críticas possíveis.

4.3 Determinação da Resistência Térmica de Contato no Fechamento de um Sub-Bastidor da M.V.P. através da Eq. da Definição (eq. 3.2)

4.3.1 Introdução

A seguir serão feitas determinações da resistência térmica de contato para cada uma das interfaces envolvidas e para os dois sistemas de fechamento, de acordo com a equação da definição (eq. 3.2).

4.3.2 Hipóteses Simplificadoras

Para determinação da resistência térmica de contato no fechamento do sub-bastidor da M.V.P., através do modelo proposto e por meio da definição, serão admitidas as seguintes hipóteses:

- Para que se possa simplificar a determinação da resistência térmica de contato ao longo da altura da porta, vamos determiná-la apenas na altura da unidade térmica central e considerar o efeito da superposição dessas unidades;
- O calor por condução através das superfícies em direção à porta é unidimensional e constante;
- Os conjuntos de termopares utilizados para medida da queda de temperatura nas interfaces estão separados por uma distância de 4 mm que é suficientemente grande para que não haja distúrbios no fluxo de calor na interface e ele possa ser considerado unidimensional [29] e, ao mesmo tempo, suficientemente pequena para que a diferença de temperatura registrada nos conjuntos de termopares represente a queda de temperatura na interface, sem haver a necessidade de se obter um perfil linear de temperatura ao longo dos corpos em contato para que se proceda uma extrapolação linear;
- Simetria na direção transversal do modelo;
- Verificação das hipóteses apresentadas no item 3.4, para posterior comparação com os resultados a serem obtidos pelas correlações experimentais (eq 3.4).

4.3.3 Material Utilizado

- Fontes de tensão contínua
Modelo: CA/CC 6085 - CPqD Telebrás
- Indicador digital de temperatura
Modelo: 680 - Omega

- Chave seletora de múltiplas posições
Modelo: 40 posições - Omega
- Multímetro digital
Modelo: 3020 - Beckman
- Termômetro de bulbo
Modelo: 0 a 50 °C - Incotherm
- Termopares tipo J (Ferro - Constantan)
Modelo: AWG 32 - Omega
- Torquímetro
Modelo: 0 a 10 kgf.m - Gedore

4.3.4 Procedimento

4.3.4.1 Determinação da Potência Dissipada por Placa

Os parâmetros envolvidos na determinação da resistência térmica de contato por meio da equação da definição (eq. 3.2), ou seja, o fluxo de calor e a queda de temperatura na interface, estão diretamente relacionados com a potência dissipada por placa e, por isso, ela deve ser determinada.

A potência dissipada por placa, por sua vez, é função da voltagem de alimentação e da resistência equivalente das placas. Como esse último parâmetro é constante (991Ω) e não pode ser modificado a potência dissipada torna função única e exclusivamente da voltagem.

Para que os resultados obtidos possam ser aplicados ao equipamento real os experimentos serão feitos dentro de uma faixa de potência que envolva os limites de dissipação real (0,5 a 2,0 W/placa).

A Tabela 4.1 mostra a voltagem e a corrente que deve ser imposta às placas em função da potência dissipada desejada por placa. Esses valores mantêm-se inalterados independentemente do sistema de fechamento.

4.3.4.2 Determinação da Área Aparente de Contato

Embora a área aparente de contato não esteja diretamente envolvida na determinação da resistência térmica de contato por meio da equação da definição (eq. 3.2), ela deve ser conhecida para que se possa, posteriormente, determinar a pressão aparente de contato.

A área aparente de contato (A_a) em uma interface é dada pelo produto da altura pela largura da menor seção transversal das superfícies que formam esta interface. Essas dimensões foram medida por meio de um paquímetro e são mostradas na Figura 4.3.

A Tabela 4.2 mostra os valores da área aparente de contato (A_a) para cada uma das interfaces.

É importante ressaltar que a área aparente de contato independe do tipo de sistema de fechamento.

4.3.4.3 Determinação da Pressão Aparente de Contato

A pressão aparente de contato (P_a) também não está explicitamente envolvida na determinação da resistência térmica de contato por meio da equação da definição (eq. 3.2) mas sabe-se da sua influência e, como a mesma deverá ser utilizada na determinação da resistência térmica de contato através das correlações experimentais (eq. 3.4), é importante que ela seja determinada e que seu valor seja mantido para posterior efeito comparativo, para cada um dos sistemas de fechamento.

A determinação desta pressão, para cada uma das interfaces de contato, poderia ser feita por meio da utilização de células de carga entre estas superfícies mas, como isso não foi possível, foram utilizadas as técnicas descritas a seguir para cada um dos sistemas de fechamento.

Para o sistema de fechamento por meio de parafusos a pressão de contato foi determinada através da relação direta entre a força (F) atuante sobre o parafuso, considerando que a mesma atue com a mesma intensidade sobre todas as superfícies, e a respectiva área aparente de contato (A_a) de cada uma destas superfícies:

$$P_a = \frac{F}{A_a} \quad (4.1)$$

A força (F) atuante sobre um parafuso pode ser obtida por meio da medida do torque de montagem (τ). Foi utilizado para tanto um torquímetro e, como não havia um torque previamente estabelecido, foi imprimido um torque $\tau = 1,0$ Kgf.m (9,81 N.m), que corresponde a aproximadamente um giro de 1/4 de volta no parafuso após o mesmo ter sido apertado com uma chave comum garantindo-se, assim, uma montagem sem folga.

A Figura 4.4 mostra o tipo e as dimensões do parafuso utilizado, bem como as forças atuantes sobre o mesmo.

No caso de rosca métrica a carga normal é inclinada com relação ao eixo do parafuso, por causa do ângulo de rosca ($2.\varphi$) e do ângulo de hélice (ξ). O efeito do ângulo da rosca é aumentar a força de atrito por ação de cunha dos filetes.

Verificando-se o balanço de forças atuante sobre o parafuso mostrado na figura anterior, juntamente com as dimensões características do parafuso, pode-se obter uma boa estimativa da força sobre o parafuso através da equação [35]:

$$F = \left(\frac{\tau}{d_m/2} \right) \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_m - \mu \cdot \tan \xi \cdot \sec \varphi}{\tan \xi + \mu \cdot d_m \cdot \sec \varphi} \right) \quad (4.2)$$

Os coeficientes de atrito (μ) abrangem uma faixa que vai desde 0,12 a 0,20, dependendo, sobretudo, do acabamento e da precisão da rosca e do grau de lubrificação. Em geral, estão em torno de 0,15.

Utilizando-se esse valor para o coeficiente de atrito, os valores apresentados na Figura 4.4 para os outros parâmetros e o valor do torque medido pelo torquímetro resulta uma força $F = 3,2$ kgf (31,3 N) atuando sobre o parafuso e, supostamente, sobre as superfícies de contato.

A determinação da pressão aparente de contato no sistema de fechamento por presilhas também foi feita através da equação 4.1 só que, neste caso, a força atuante sobre as superfícies foi estimada, após uma análise de sensibilidade, como sendo 10% do valor obtido para o sistema de fechamento por parafusos, resultando $F = 0,32$ kgf (3,13 N).

As Tabelas 4.3 e 4.4 mostram a pressão aparente de contato (P_a) nas interfaces, em função da força (F) aplicada e da área aparente de contato (A_a), para os sistemas de fechamento por meio de parafusos e de presilhas, respectivamente.

4.3.4.4 Determinação da Temperatura das Superfícies de Contato

As medidas de temperatura foram feitas por meio de termopares tipo J (Ferro-Constantan) depois do equipamento ter atingido o regime permanente de operação.

Testes feitos anteriormente ([9]) mostraram que sempre que havia mudança da potência dissipada por placa era necessário aguardar, em média, cerca de 4 horas para se atingir esta condição (Figura 4.5).

Os termopares foram aferidos com relação a um termômetro de bulbo. Um conjunto de termopares foi imerso em um banho num vaso adiabático juntamente com o termômetro. Este vaso nada mais é do que um vaso Dewar (garrafa térmica) envolvido por lã de vidro e colocado num invólucro de P.V.C.. Com isso, foi possível estabilizar e manter a temperatura desejada do banho por um tempo suficiente para a tomada das medidas de decaimento da temperatura com o tempo. A Figura 4.6 mostra a curva de calibração obtida.

As Tabelas 4.5 e 4.6 mostram as temperaturas (corrigidas) das superfícies de contato, em função da potência dissipada por placa, para os sistemas de fechamento por meio de parafusos e de presilhas, respectivamente.

4.3.4.5 Determinação do Calor por Condução Através das Superfícies de Contato

O calor por condução (Q) através da placa, da blindagem e da parede em direção à porta poderia ser determinado através da multiplicação das respectivas áreas aparentes de contato (A_a) pelo fluxo de calor (q) obtido através da equação de Fourier ($q = k.dT/dx$), tal como, proposto no caso do típico aparato experimental apresentado na seção 3.6. No entanto, naquela situação, existia um isolamento térmico ao redor dos corpos em contato o que garantia que o único processo de transferência de calor fosse o processo de condução e, ainda, a geometria cilíndrica permitia um fluxo de calor unidimensional contante. Em nosso caso específico não existe isolamento, como também coexistem os processos de transferência de calor por meio de convecção e radiação, além do que há diferença na geometria.

Assim, para se determinar o calor por condução através das superfícies de contato,

foi utilizado, com a alteração de algumas condições de contorno, o programa desenvolvido por CARVALHO [7] para a caracterização térmica da M.V.P..

As Tabelas 4.7 e 4.8 mostram o calor por condução (Q) através das interfaces de contato com a porta, em função da potência dissipada por placa, para os sistemas de fechamento por meio de parafusos e de presilhas, respectivamente.

4.4 Determinação da Resistência Térmica de Contato no Fechamento de um Sub-bastidor da M.V.P. Através de Correlações Experimentais

4.4.1 Introdução

A seguir serão feitas determinações da resistência térmica de contato no fechamento de um sub-bastidor da M.V.P., para cada uma das interfaces envolvidas e para os dois sistemas de fechamento, utilizando-se para tanto a associação das resistências térmicas dos contatos e das fendas (eq 3.4), obtidas a partir das correlações experimentais (equações 3.17 e 3.25) apresentadas na seção 3.5.

4.4.2 Hipóteses Simplificadoras

Para determinação experimental da resistência térmica de contato no fechamento do sub-bastidor da M.V.P., através do modelo proposto e por meio das correlações experimentais, serão admitidas as mesmas hipóteses simplificadoras apresentadas na seção 3.4.

4.4.3 Material Utilizado

- Perfilômetro

Modelo: S4bd / HTF250 - Perthen

- Durômetro
Modelo: HV - Leitz
- Paquímetro
Modelo: Mitutoyo
- Torquímetro
Modelo: 0 a 10 kgf.m - Gedore

4.4.4 Procedimento

4.4.4.1 Determinação das Propriedades Superficiais e Mecânicas das Superfícies de Contato

A rugosidade e a ondulação superficial foram determinadas através da análise dos perfis lineares obtidos por meio de um Perfilômetro.

A Figura 4.7 mostra os perfis lineares de rugosidade superficial para cada uma das superfícies. O próprio aparelho fornece os valores da rugosidade superficial rms (σ).

A Figura 4.8 mostra os perfis lineares de ondulação superficial para cada uma das superfícies. O aparelho fornece apenas os valores da ondulação superficial, para se determinar os valores das tangentes dos ângulos das asperezas e obter-se valores médios (m) necessários para determinação da resistência térmica de contato seria preciso analisar esses perfis. Mas, para uma perfeita visualização destes perfis, é impossível que os mesmos tenham iguais escalas na vertical e na horizontal, o que seria necessário para determinação da média absoluta das tangentes dos ângulos das inclinações (m). Diante desta dificuldade esses valores foram estimados como sendo $m = \sigma/7$ que é um valor médio da relação apresentada na seção 3.5.1.1 ($5 \leq \sigma/m \leq 9 \mu\text{m}$).

O fator de acomodação das superfícies de contato (η) foi estimado com base na referência [30].

A microdureza superficial das superfícies de contato (H) foi determinada por meio de um Durômetro com teste padronizado Vickers e através da aplicação de uma carga de 200g durante 30 segundos.

A Tabela 4.9 mostra estas propriedades superficiais e mecânicas das superfícies de contato.

4.4.4.2 Determinação da Condutividade Térmica das Superfícies de Contato

A condutividade térmica (k) das superfícies de contato é função da temperatura e, conseqüentemente, depende da potência dissipada e do tipo de fechamento.

Não foram feitos testes experimentais para determinação da condutividade térmica das superfícies em função da temperatura, sendo utilizados valores tabelados ([36] e [37]) através dos quais, fazendo-se uma interpolação linear dentro dos limites que envolvam as temperaturas medidas, foi possível a construção da Figura 4.9.

4.4.4.3 Determinação das Propriedades Termofísicas do Ar

As propriedades termofísicas do ar, mais especificamente a condutividade térmica (k), calores específicos (c_p e c_v) e o número de Prandtl (Pr), também são funções da temperatura e, portanto, dependem da potência dissipada e do tipo de fechamento.

Estas propriedades termofísicas também foram obtidas a partir de tabelas ([38]) e, seguindo o mesmo procedimento utilizado no caso da condutividade das superfícies, são apresentadas na Figura 4.10.

Para a determinação da resistência térmica de contato de uma interface devem ser utilizados os valores das propriedades termofísicas do ar na temperatura média das superfícies de contato que formam esta interface.

4.5 Determinação Experimental da Sobre-Temperatura do Componente mais Crítico

A sobre-temperatura de um componente é definida como sendo a diferença entre a temperatura do mesmo (T_{comp}) e a temperatura ambiente (T_{amb}) e está diretamente relacionada com a potência dissipada por placa e com o sistema de fechamento.

O componente mais crítico é o componente da placa que apresenta a maior sobre-temperatura e que, segundo trabalhos anteriores ([7] e [9]), é o componente que se localiza na região central da placa.

Estas temperaturas foram medidas por meio de termopares instalados na superfície inferior do componente mais crítico e no ar na proximidade da coluna e os valores são apresentados nas Tabelas 4.10 e 4.11, em função da potência dissipada por placa, para os sistemas de fechamento por meio de parafusos e de presilhas, respectivamente.

Também foram feitos testes experimentais para determinação da sobre-temperatura do componente mais crítico para os casos de sub-bastidor sem porta e com fechamento por meio de presilhas com fita adesiva na lateral, para se verificar o efeito da convecção natural. As temperaturas medidas nos componentes críticos e no ar são apresentadas nas Tabelas 4.12 e 4.13, respectivamente.

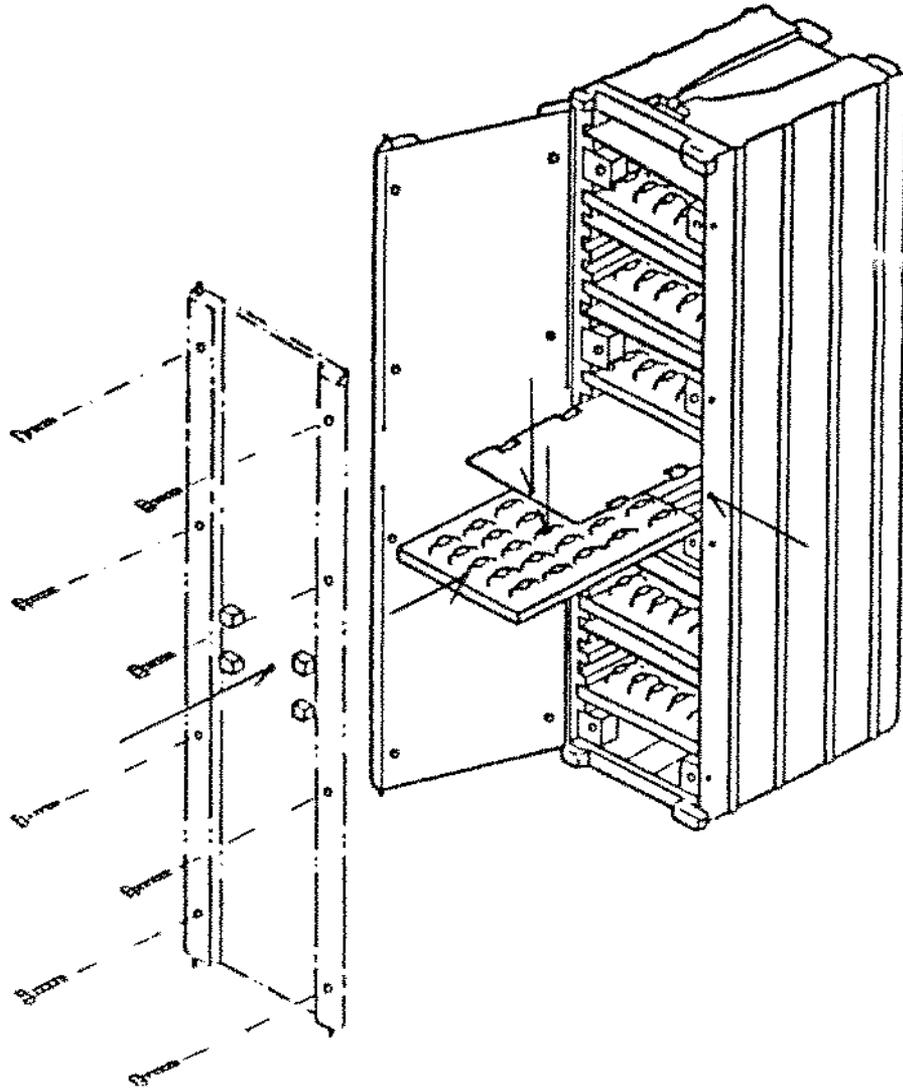


Figura 4.1: Representação esquemática do modelo experimental para determinação da resistência térmica de contato no fechamento de um sub-bastidor.

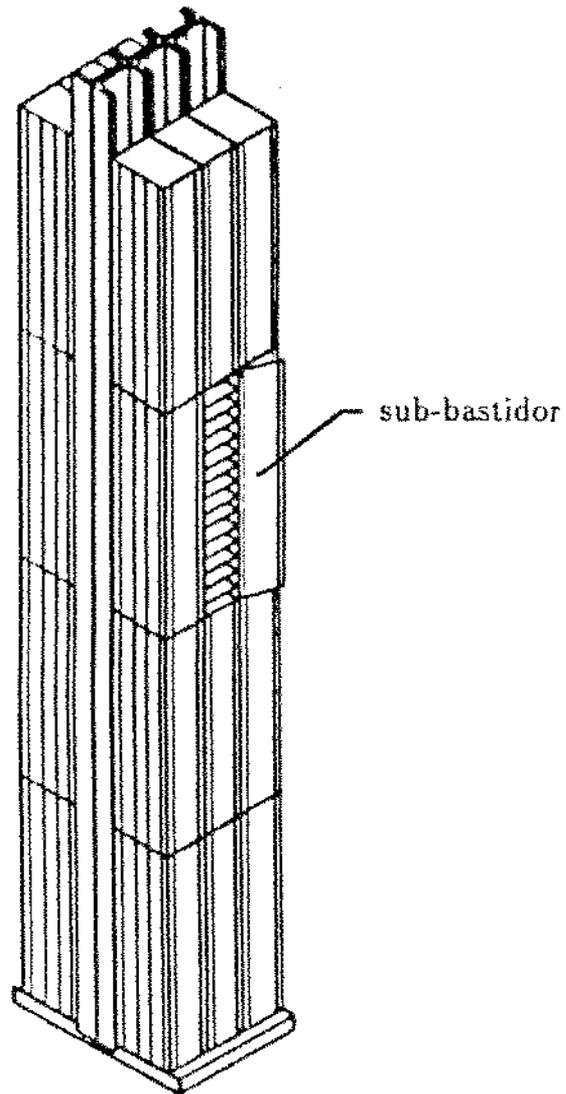


Figura 4.2: Representação esquemática do posicionamento do modelo experimental na coluna e da coluna na estrutura da M.V.P.

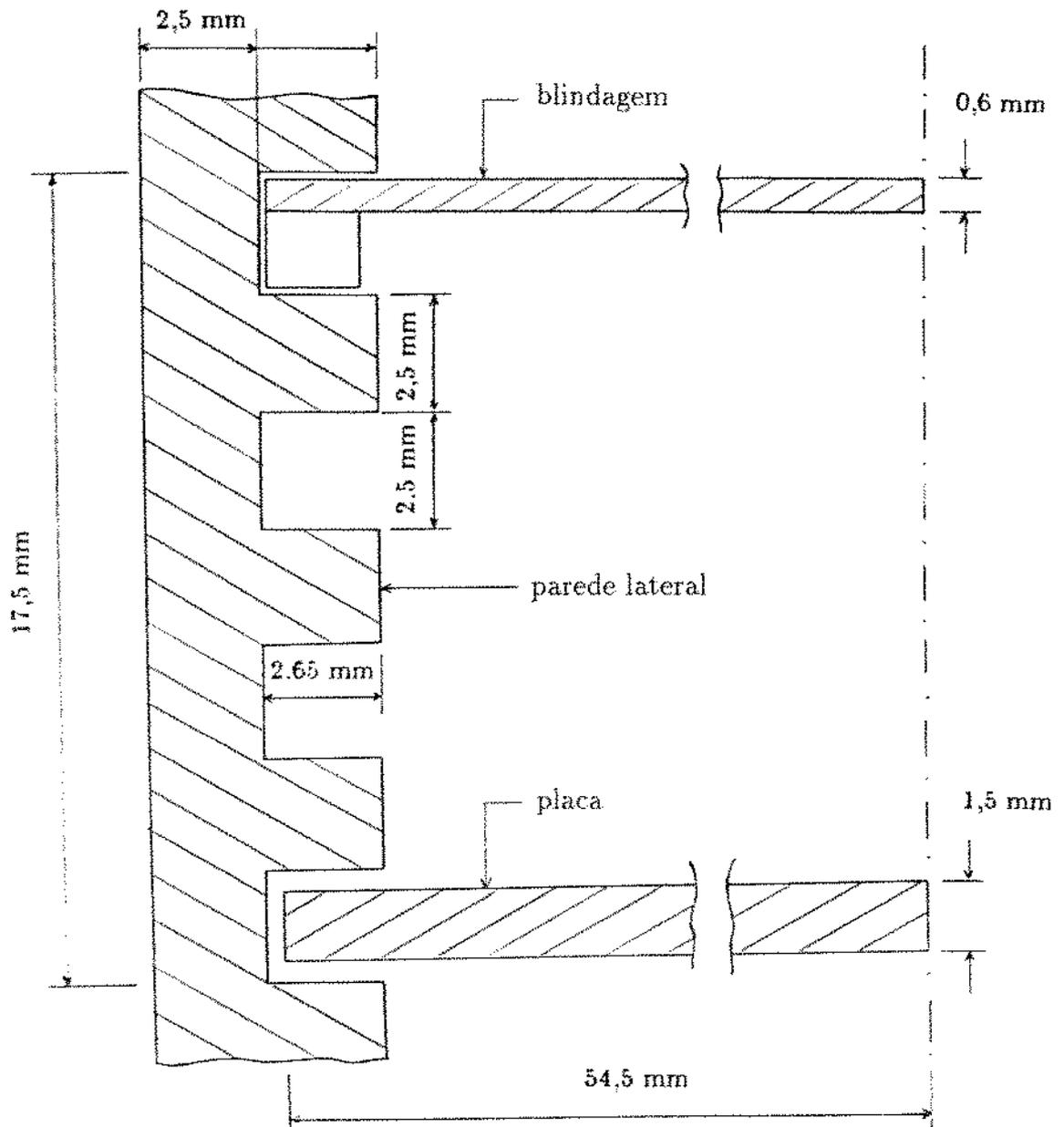
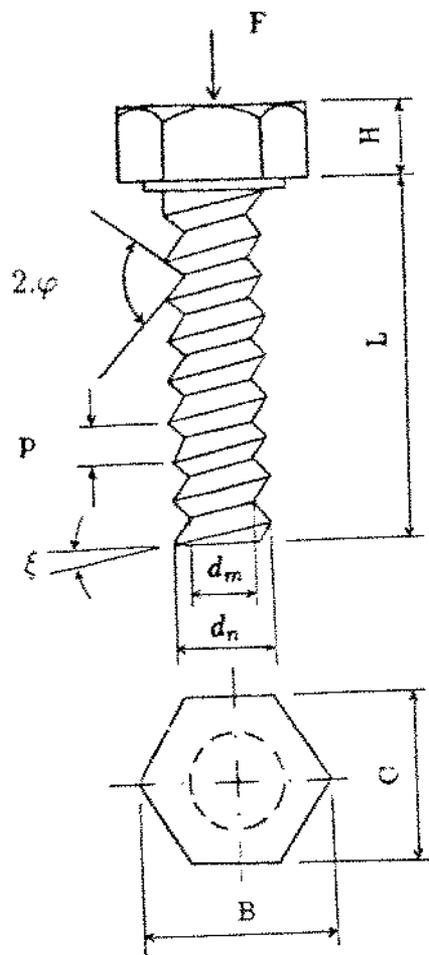


Figura 4.3: Representação esquemática da área disponível para contato.



Parafuso M4x0,7
Dimensões ([35])

$L = 14,00 \text{ mm}$
 $C = 7,00 \text{ mm}$
 $B = 7,74 \text{ mm}$
 $H = 2,80 \text{ mm}$
 $p = 0,70 \text{ mm}$
 $d_n = 4,00 \text{ mm}$
 $d_m = 3,24 \text{ mm}$
 $2,φ = 60^\circ$
 $ξ < 15^\circ$

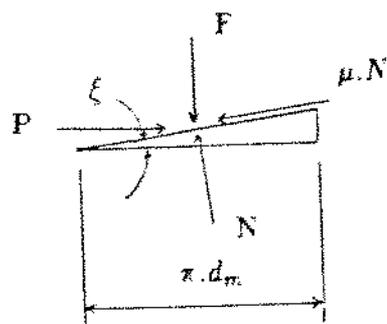


Figura 4.4: Características, dimensões e forças atuantes sobre o parafuso utilizado no fechamento do sub-bastidor.

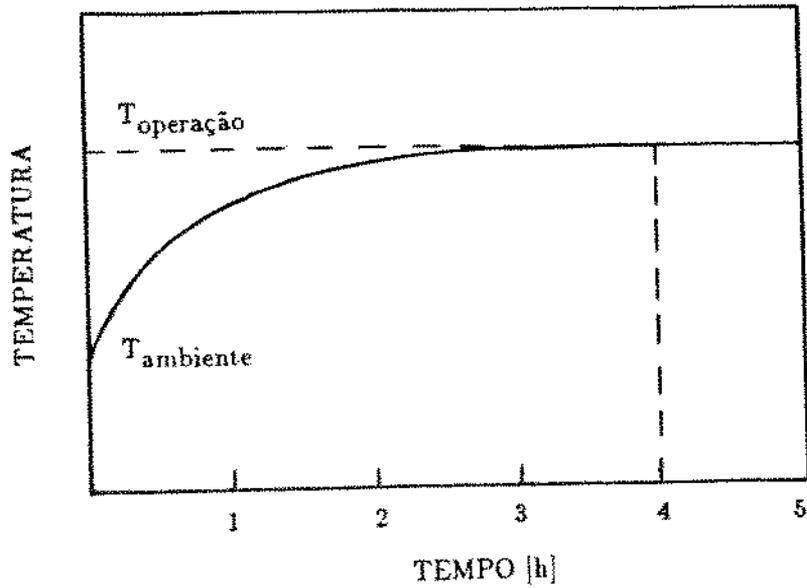


Figura 4.5: Tempo necessário para que o equipamento da M.V.P. atinja o regime permanente de operação [9].

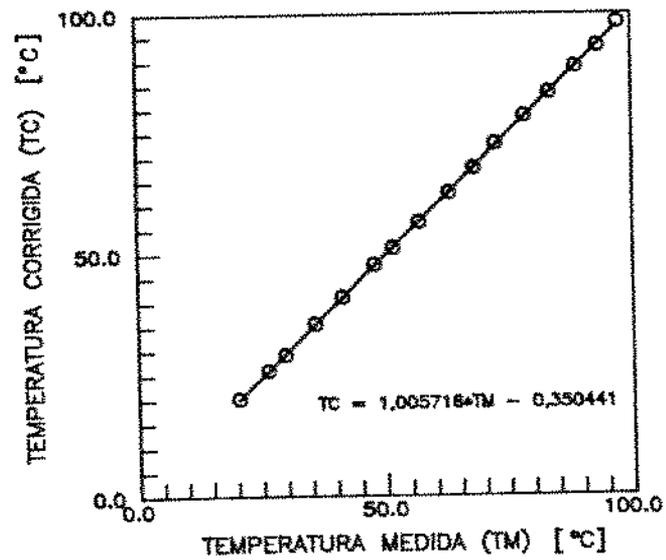


Figura 4.6: Curva de calibração para os termopares Ferro - Constantan AWG-32.

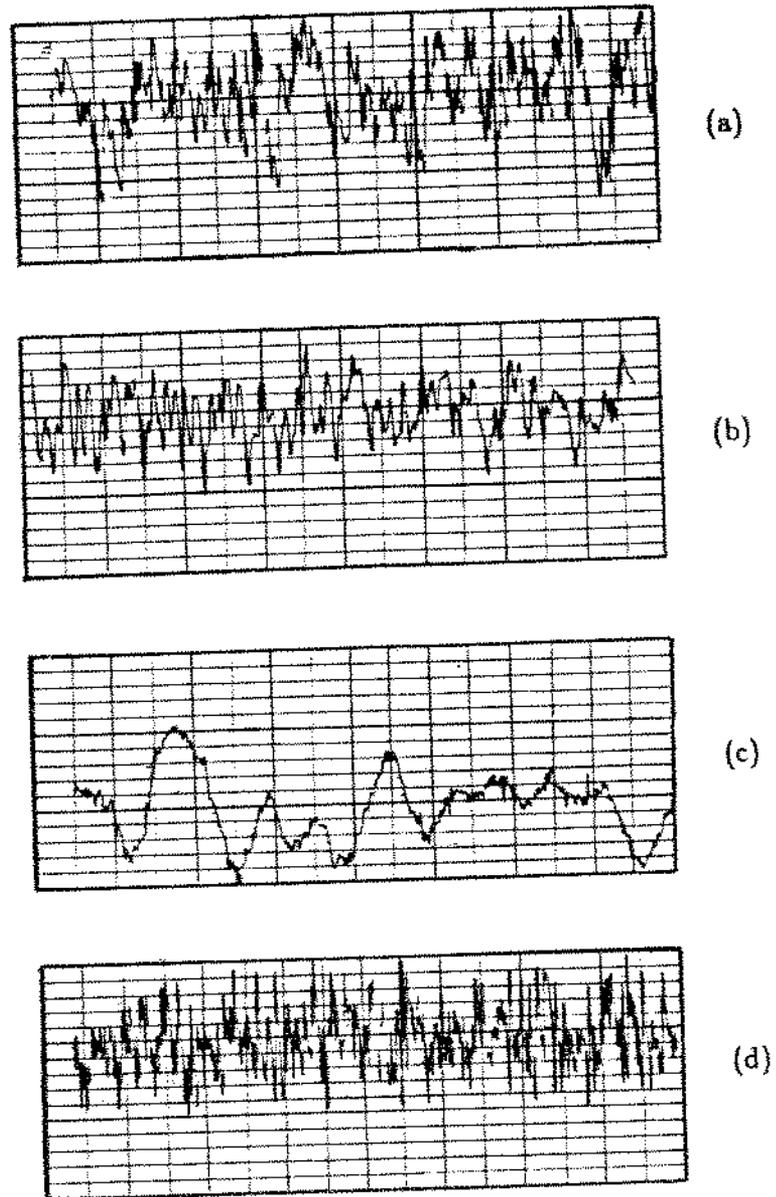


Figura 4.7: Perfis lineares de rugosidade das superfícies de contato: (a) Parede, (b) Placa, (c) Blindagem e (d) Porta.

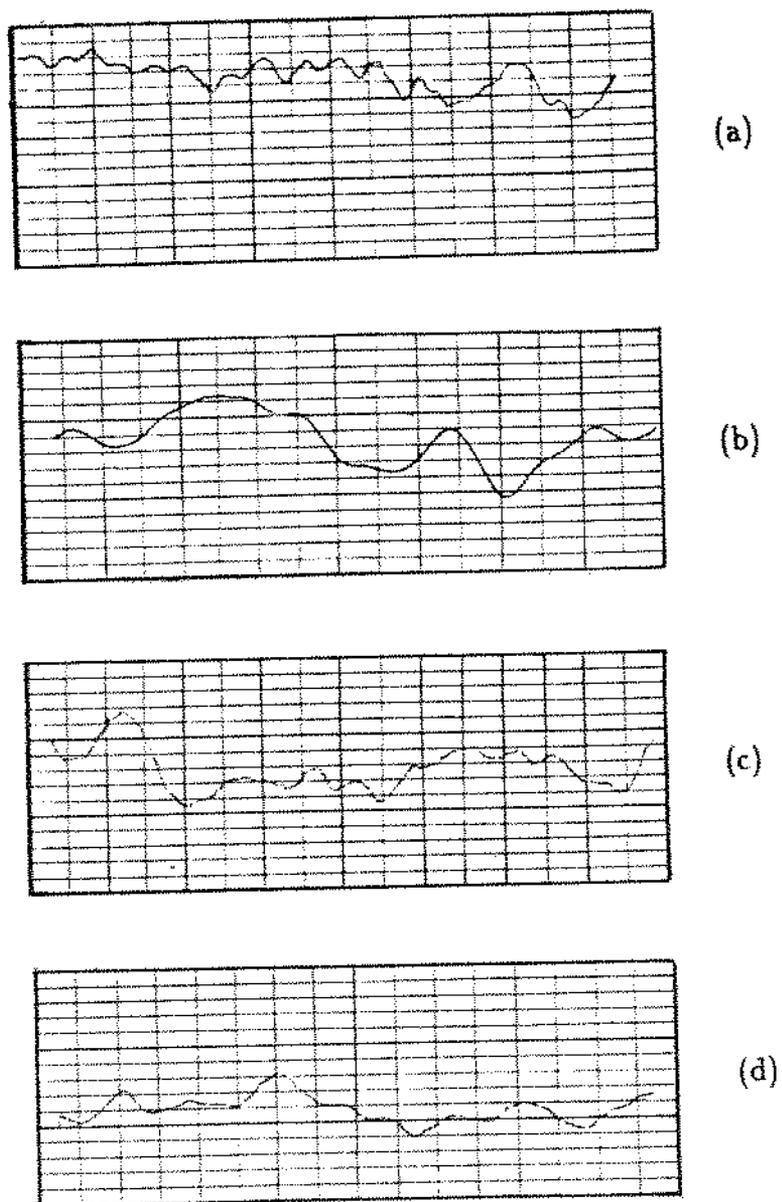


Figura 4.8: Perfis lineares de ondulação das superfícies de contato: (a) Parede, (b) Placa, (c) Blindagem e (d) Porta.

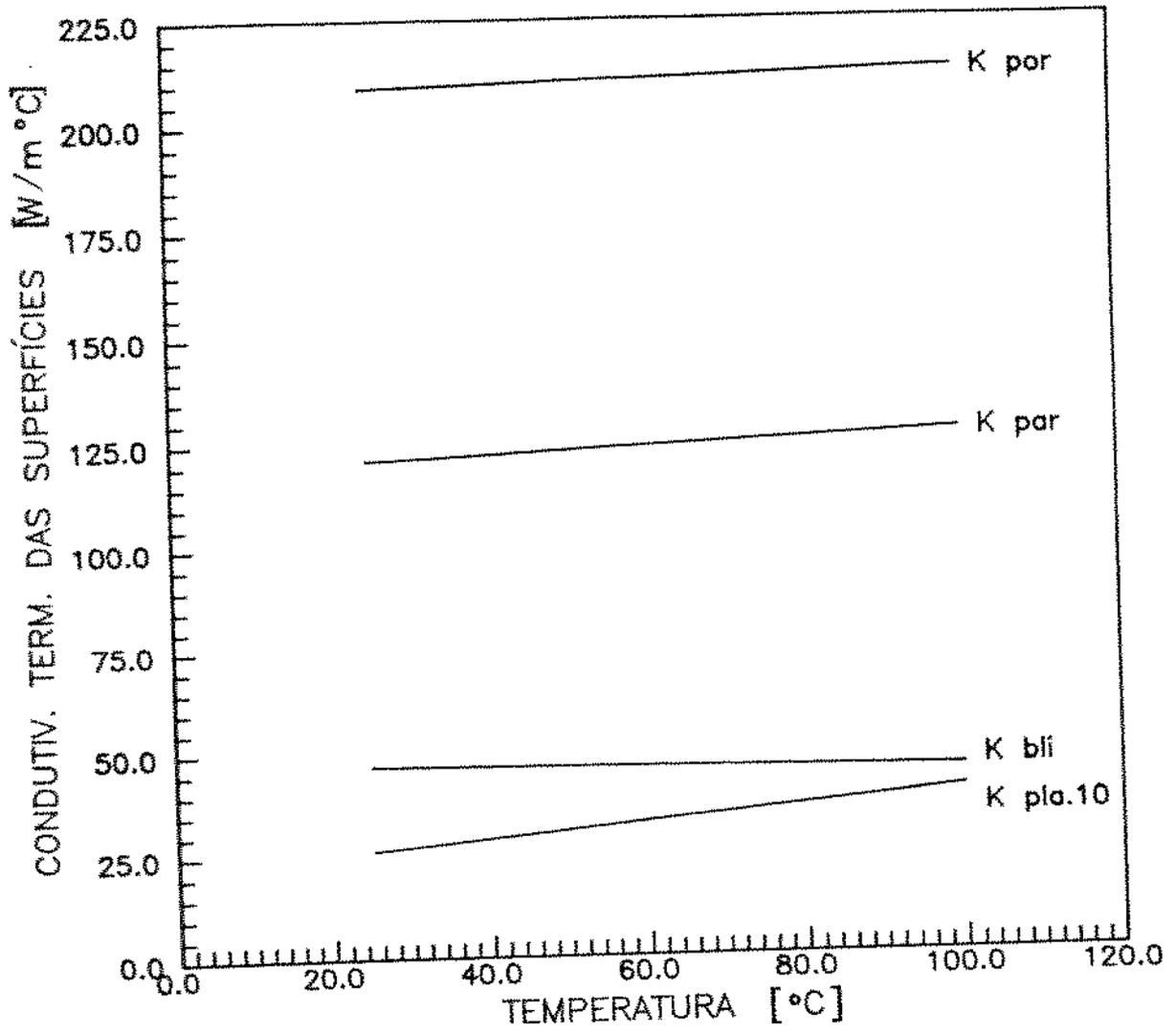


Figura 4.9: Condutividade térmica das superfícies de contato, em função da temperatura [36].[37].

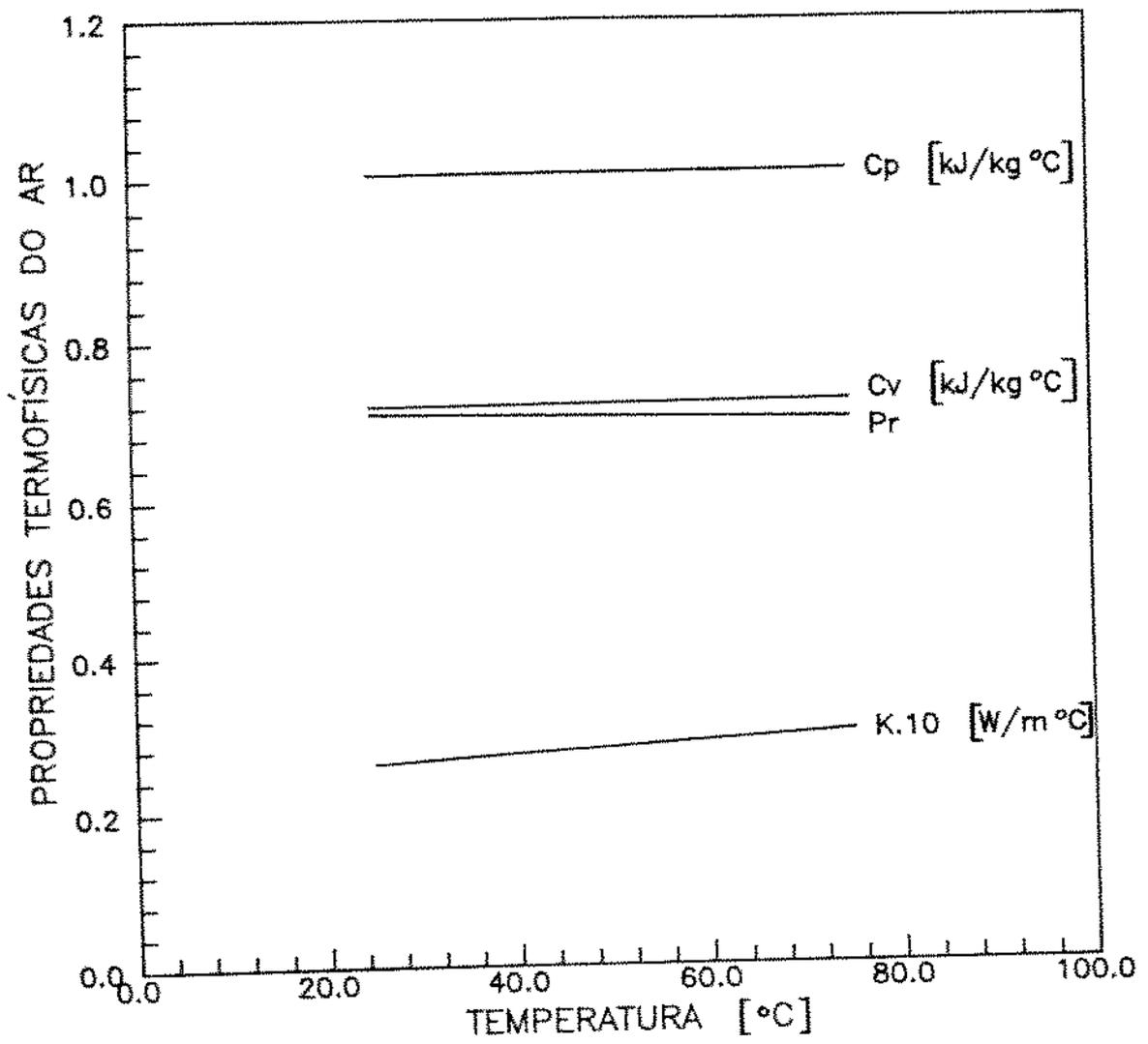


Figura 4.10: Propriedades termofísicas do ar, em função da temperatura [38].

Potência por placa [W]	Voltagem por placa [V]	Corrente por placa [A]
0,5	22,3	0,02
1,0	31,5	0,03
1,5	38,6	0,04
2,0	44,5	0,05

Tabela 4.1: Voltagem e corrente impressa às placas em função da potência dissipada desejada por placa.

Interfaces de contato	A_a [mm ²]
par-por	63,625
pla-por	81,750
bli-por	32,700

Tabela 4.2: Área aparente das interfaces de contato.

Interfaces de contato	F [N]	A_a [mm ²]	P_a [kN/m ²]
par-por	31,3	63,625	492,0
pla-por	31,3	81,750	383,0
bli-por	31,3	32,700	957,0

Tabela 4.3: Pressão aparente de contato sobre as interfaces para o sistema de fechamento por meio de parafusos.

Interfaces de contato	F [N]	A_a [mm ²]	P_a [kN/m ²]
par-por	3,13	63,625	49,2
pla-por	3,13	81,750	38,3
bli-por	3,13	32,700	95,7

Tabela 4.4: Pressão aparente de contato sobre as interfaces para o sistema de fechamento por meio de presilhas.

Potência [W/placa]	T_{por} [°C]	T_{par} [°C]	T_{pla} [°C]	T_{bli} [°C]
0,5	39,7	41,0	42,3	41,3
1,0	47,3	49,4	53,4	50,3
1,5	54,3	57,2	61,6	58,8
2,0	61,8	65,4	71,1	67,4

Tabela 4.5: Temperatura das superfícies de contato, em função da potência dissipada por placa, para o sistema de fechamento por meio de parafusos.

Potência [W/placa]	T_{por} [°C]	T_{par} [°C]	T_{pla} [°C]	T_{bli} [°C]
0,5	36,0	39,0	39,2	39,1
1,0	42,9	47,7	49,0	48,7
1,5	48,6	55,5	57,7	57,5
2,0	54,6	63,1	65,9	65,6

Tabela 4.6: Temperatura das superfícies de contato, em função da potência dissipada por placa, para o sistema de fechamento por meio de presilhas.

Potência [W/placa]	$Q_{par-par}$ [W]	$Q_{pla-par}$ [W]	$Q_{bli-par}$ [W]
0,5	0,181	0,060	0,107
1,0	0,295	0,116	0,204
1,5	0,421	0,173	0,312
2,0	0,531	0,219	0,395

Tabela 4.7: Calor por condução através da porta, em função da potência dissipada por placa, para o sistema de fechamento por meio de parafusos.

Potência [W/placa]	$Q_{par-par}$ [W]	$Q_{pla-par}$ [W]	$Q_{bli-par}$ [W]
0,5	0,151	0,057	0,093
1,0	0,246	0,111	0,177
1,5	0,350	0,165	0,272
2,0	0,442	0,208	0,343

Tabela 4.8: Calor por condução através da porta, em função da potência dissipada por placa, para o sistema de fechamento por meio de presilhas.

Superfícies de contato	σ [μm]	m [rad]	H [MN/m ²]	η adm
parede	5,20	0,74	13260	0,9
placa	10,9	1,56	6500	0,2
blindagem	1,85	0,27	18340	0,8
porta	3,50	0,50	12430	0,9

Tabela 4.9: Propriedades superficiais e mecânicas das superfícies de contato.

Potência [W/placa]	T_{comp} [°C]	T_{amb} [°C]
0,5	48,0	30,3
1,0	62,5	31,9
1,5	75,8	32,8
2,0	90,0	35,2

Tabela 4.10: Temperatura do componente mais crítico e do ar ambiente, em função da potência dissipada por placa, para o sist. de fechamento por meio de parafusos.

Potência [W/placa]	T_{comp} [°C]	T_{amb} [°C]
0,5	46,1	29,0
1,0	61,2	31,0
1,5	75,4	32,8
2,0	88,8	34,7

Tabela 4.11: Temperatura do componente mais crítico e do ar ambiente, em função da potência dissipada por placa, para o sist. de fechamento por meio de presilhas.

Potência [W/placa]	T_{comp} [°C]	T_{amb} [°C]
0,5	43,6	28,5
1,0	52,7	30,7
1,5	70,6	31,8
2,0	84,1	34,1

Tabela 4.12: Temperatura do componente mais crítico e do ar ambiente, em função da potência dissipada por placa, para o sistema aberto (sem porta).

Potência [W/placa]	T_{comp} [°C]	T_{amb} [°C]
0,5	48,4	29,7
1,0	63,1	31,5
1,5	76,3	32,9
2,0	91,3	35,4

Tabela 4.13: Temperatura do componente mais crítico e do ar ambiente, em função da potência dissipada por placa, para o sistema de fechamento por presilhas com fita adesiva na lateral.

Capítulo 5

Resultados

A seguir serão apresentados os resultados obtidos utilizando-se o procedimento apresentado no capítulo anterior. Para facilitar a interpretação, estes resultados foram reunidos em poucos gráficos nos quais são feitas comparações entre os sistemas de fechamento e entre os métodos de determinação com relação à resistência térmica de contato, para cada uma das interfaces e, também, entre os sistemas de fechamento com relação aos níveis de sobre-temperatura do componente mais crítico.

5.1 Comparação entre os sistemas de fechamento com relação à resistência térmica de contato nas interfaces, para cada método de determinação

As Figuras 5.1 e 5.2 mostram comparações entre os os sistemas de fechamento com relação à resistência térmica de contato nas interfaces obtida por meio da equação da definição (eq. 3.2) e pelas correlações experimentais (eq. 3.4), respectivamente.

5.2 Comparação entre os métodos de determinação da resistência térmica de contato nas interfaces, para cada sistema de fechamento

As Figuras 5.2 e 5.3 mostram comparações entre os métodos de determinação da resistência térmica de contato nas interfaces, para os sistemas de fechamento por meio de presilhas e por meio de parafusos, respectivamente.

5.3 Comparação entre os sistemas de fechamento com relação à sobre-temperatura do componente mais crítico

A Figura 5.5 mostra uma comparação entre os sistemas de fechamento, com relação à sobre-temperatura do componente mais crítico.

COMP. ENTRE SISTEMAS DE FECHAMENTO
MÉTODO DE DET. : EQUAÇÃO DA DEFINIÇÃO

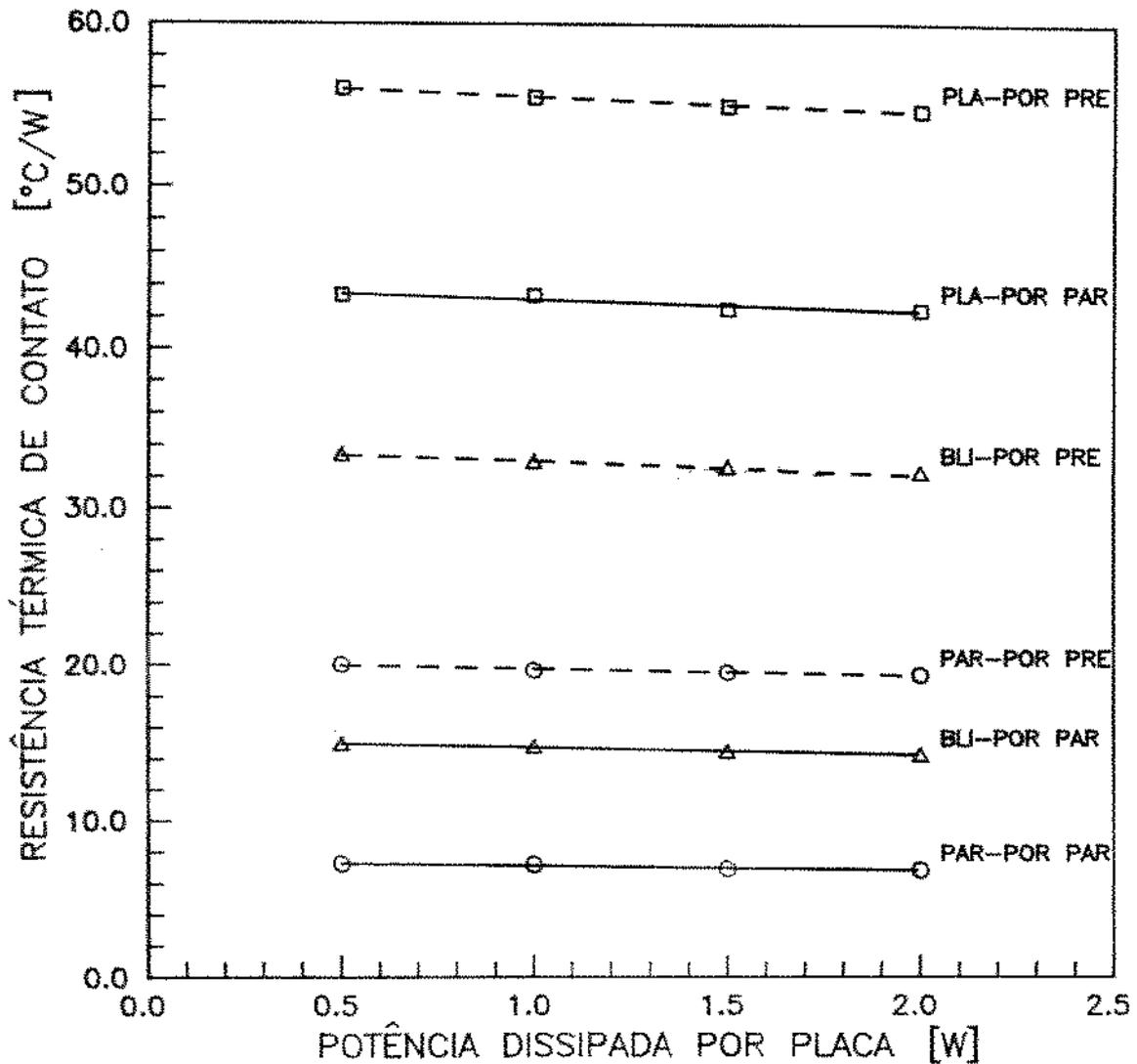


Figura 5.1: Comparação entre os sistemas de fechamento com relação à resistência térmica de contato nas interfaces obtida por meio da equação da definição (eq. 3.2).

COMP. ENTRE SISTEMAS DE FECHAMENTO
MÉTODO DE DET. : CORREL. EXPERIMENTAIS

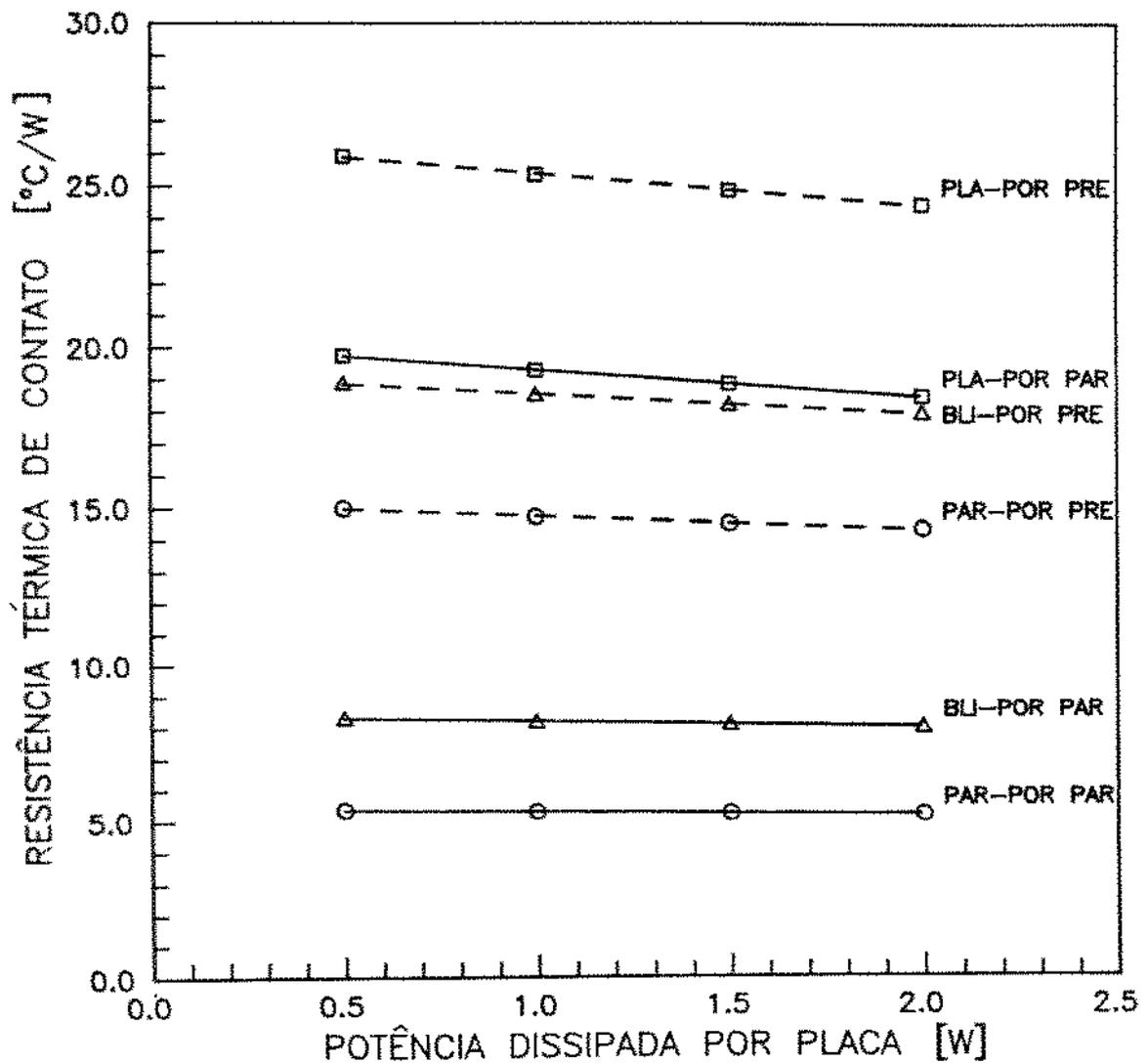


Figura 5.2: Comparação entre os sistemas de fechamento com relação à resistência térmica de contato nas interfaces obtida por meio das correlações experimentais (eq. 3.4).

COMP. ENTRE MÉTODOS DE DETERMINAÇÃO
SISTEMA DE FECHAMENTO : PRESILHAS

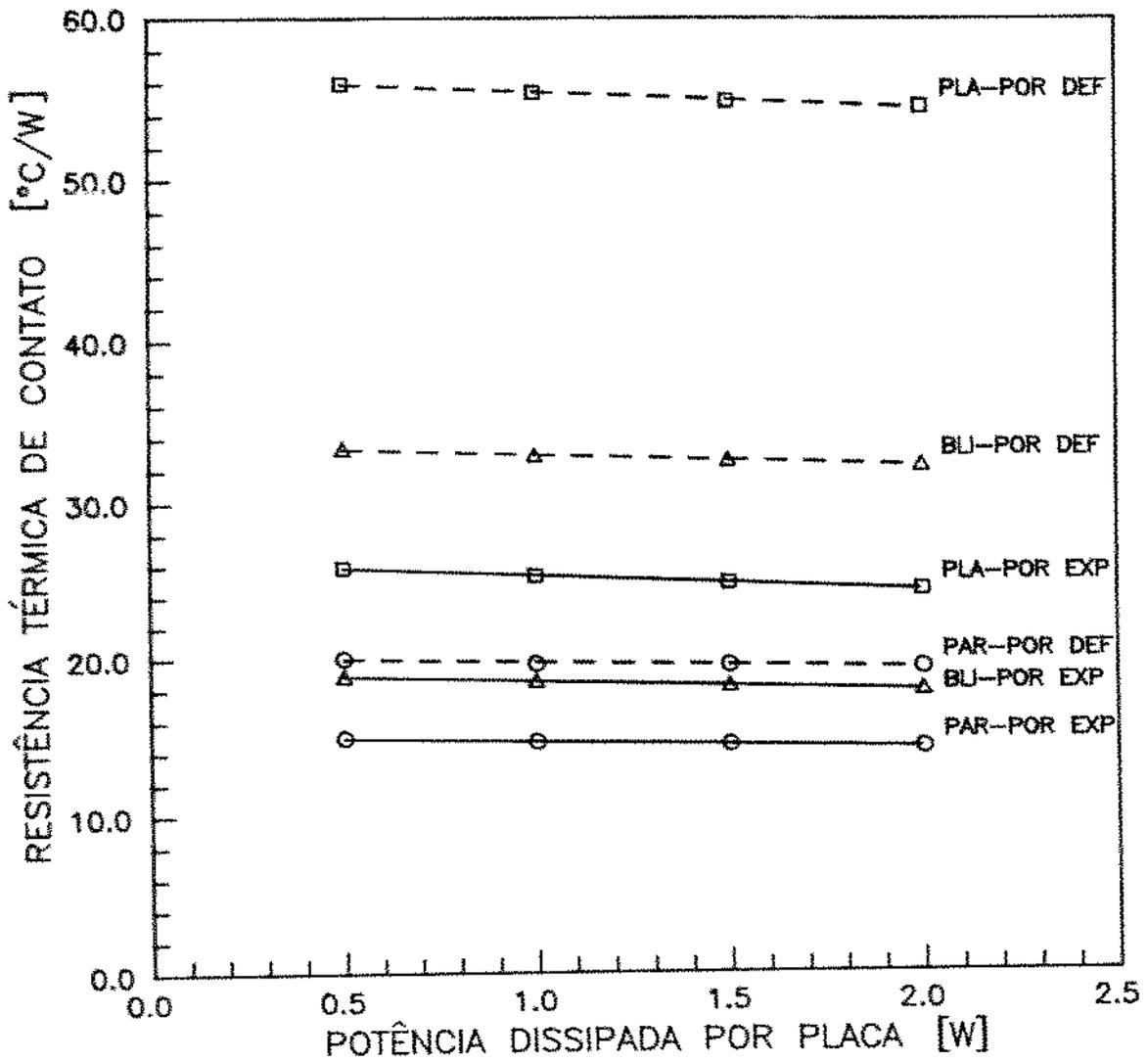


Figura 5.3: Comparação entre os métodos de determinação da resistência térmica de contato nas interfaces, para o sistema de fechamento por meio de presilhas.

COMP. ENTRE MÉTODOS DE DETERMINAÇÃO
SISTEMA DE FECHAMENTO : PARAFUSOS

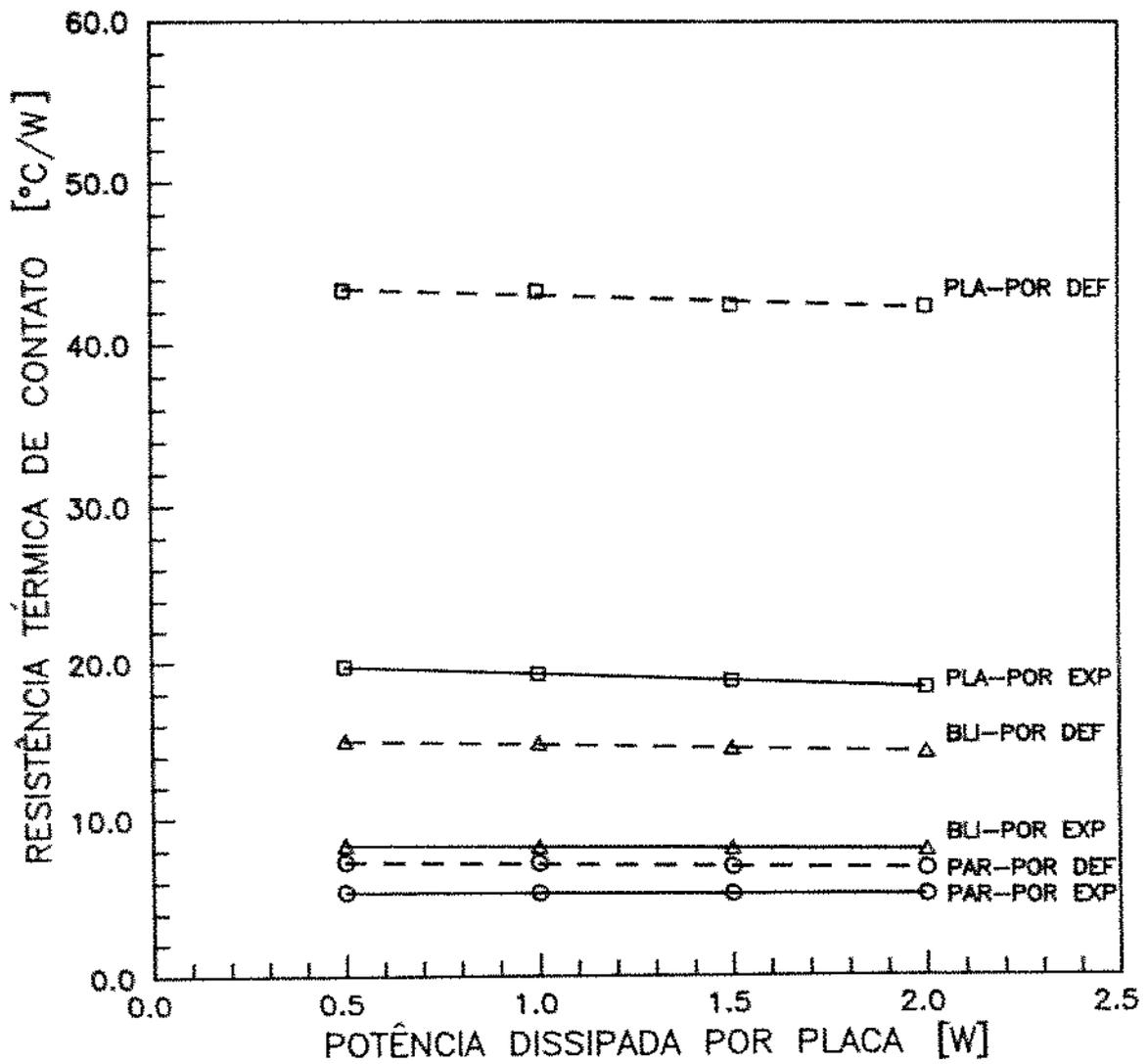


Figura 5.4: Comparação entre os métodos de determinação da resistência térmica de contato nas interfaces, para o sistema de fechamento por meio de parafusos.

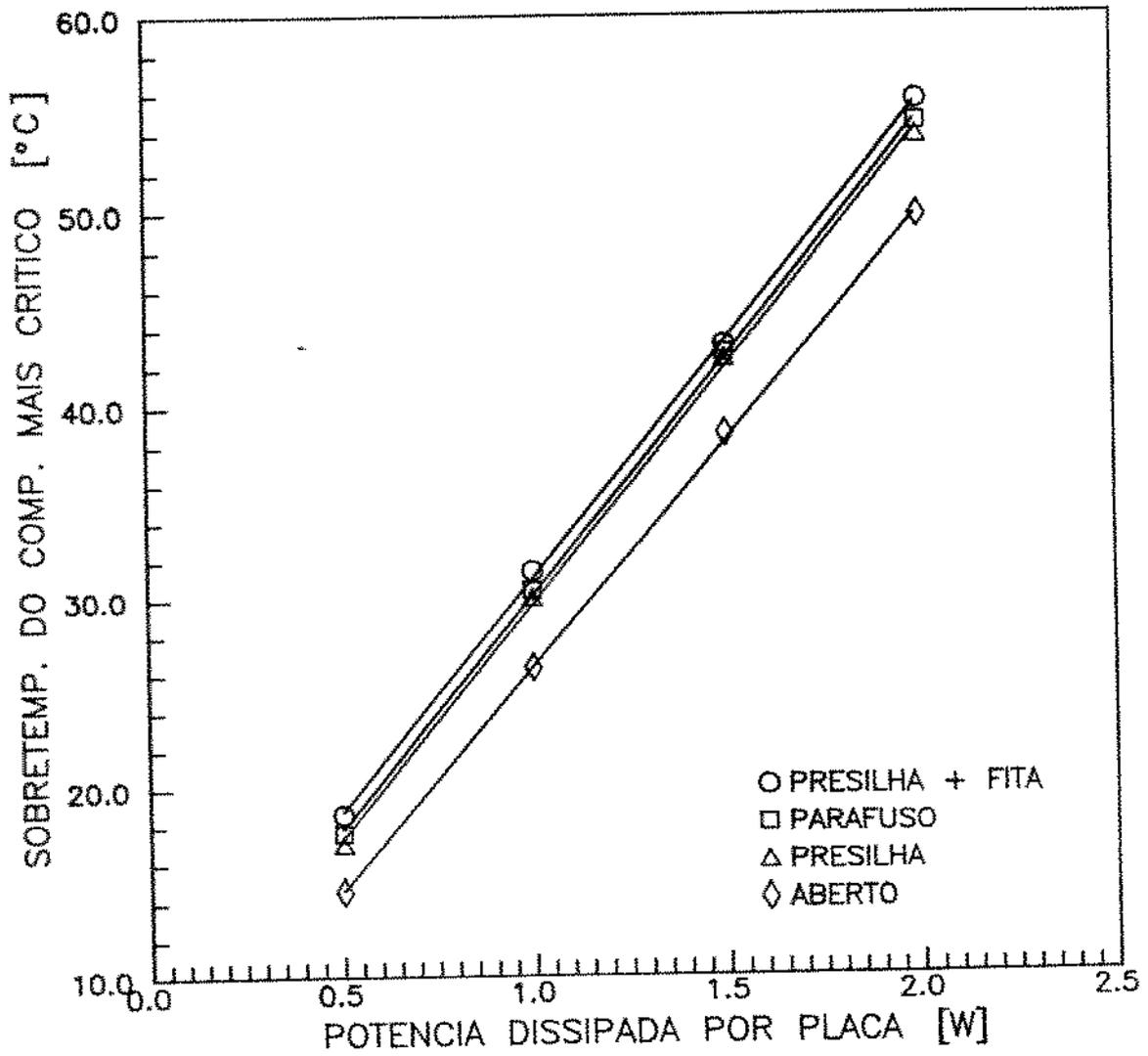


Figura 5.5: Comparação entre os sistemas de fechamento com relação à sobre-temperatura do componente mais crítico.

Capítulo 6

Comentários e Conclusões

- Independentemente do método de determinação, do sistema de fechamento e da interface de contato, o comportamento das curvas da resistência térmica de contato em função da potência dissipada é praticamente o mesmo, ou seja, decai suavemente com o aumento da potência, o que era de se esperar pois a resistência térmica de contato é inversamente proporcional à condutividade térmica da interface que, por sua vez, é diretamente proporcional à potência (temperatura). O decaimento se torna mais acentuado à medida que a diferença entre as condutividades das superfícies de contato que formam a interface aumenta, isso porque, a condutividade térmica da interface é dada pela média harmônica entre as condutividades térmicas destas superfícies que é fortemente influenciada pelo menor destes dois valores;
- Independentemente da interface de contato e do sistema de fechamento, os valores da resistência térmica de contato, para uma mesma potência, obtidos por meio da equação da definição (eq. 3.2) são superiores aos obtidos por meio das correlações experimentais (eq. 3.4), embora o comportamento das curvas e a relação entre elas, para uma mesma interface, quase não se alteram. Esta diferença está diretamente associada à relação entre as condutividades térmicas das superfícies de contato que formam uma interface. Isto pode ter ocorrido devido a vários fatores: imprecisão no cálculo do calor, incertezas nas determinações experimentais

e nas estimativas de parâmetros, erros na admissão de hipóteses simplificadoras e na própria utilização das correlações experimentais nesta situação.

Uma análise da influência de algumas destas incertezas na determinação da resistência térmica de contato é feita no Apêndice B [39].

Embora não seja possível afirmar que um ou outro método é mais preciso, através de cada um deles foi possível avaliar a variação da resistência térmica nos dois tipos de fechamento. Como o objetivo deste trabalho não era a determinação de um valor exato da resistência térmica de contato e sim de valores que nos permitisse uma comparação entre os sistemas de fechamento, os resultados obtidos podem ser considerados satisfatórios;

- Independentemente do método de determinação e da interface de contato, os valores da resistência térmica de contato para o sistema de fechamento por meio de parafusos é menor que os valores do sistema de fechamento por meio de presilhas, isso devido ao efeito da pressão de contato. Com isso, atingiu-se parte dos objetivos deste trabalho;
- Com relação à sobre-temperatura do componente mais crítico, nota-se que praticamente não existe diferença entre os sistemas de fechamento, isso porque embora tenha-se melhorado o processo de transferência de calor por meio da condução, no caso do fechamento por parafusos, piorou-se o processo de transferência de calor por meio de convecção com relação ao sistema de fechamento por meio de presilhas (verificado através do teste feito com o fechamento por presilhas mais fita adesiva na lateral). Por outro lado, mesmo com o sistema aberto, a diminuição da sobre-temperatura do componente mais crítico não foi tão significativa, de modo que se pudesse adotar esta solução, mesmo não se levando em conta os prejuízos que poderiam ocorrer pelo fato dos componentes estarem totalmente expostos ao ambiente térmico. O que acontece é que o ar externo não consegue, por convecção natural, penetrar até o fundo da cavidade (ver Apêndice C [40]).

Com isso não foi possível a obtenção de menores sobre-temperaturas dos componentes através da modificação do sistema de fechamento concluindo-se, por

enquanto, que o sistema de fechamento atual, por meio de presilhas, deve ser mantido e que outros métodos para a consecução deste objetivo sejam tentados.

- Finalizando, embora não tenhamos atingido totalmente os nossos objetivos, esse trabalho, inserido dentro do contexto de um trabalho acadêmico de pesquisa e dentro da política de pesquisa e de desenvolvimento do CPqD da TELEBRÁS, servirá como base para um futuro aprofundamento nas pesquisas nesta área.

Bibliografia

- [1] KRAUS, A.D. & BAR-COHEN, A. "*Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment*". McGraw-Hill, 1983.
- [2] CHU, R.C. "*Direct Liquid Cooling, Report of Research Workshop*". Directions of Heat Transfer in Electronic Equipment, NSF Grant Eng. 7701297, 1977.
- [3] U.S. DEPT. DEFENSE "*Reliability Prediction of Electronic Equipment*". MIL-HDBK-217B, NTIS, 1974.
- [4] RELIABILITY ANALISYS CENTER "*Design Reliability Training Course*". IIT Research Institute, 1967.
- [5] BAUM, J.R. "*Thermal Design Considerations for Packaging Electronic Equipment*". Chapter 11 of **Handbook of Electronic Packaging**, McGraw-Hill, 1969.
- [6] SCOTT, A.W. "*Cooling of Electronic Equipment*". John Wiley & Sons, 1974.
- [7] CARVALHO, R.D.M. "*Análise da Transferência de Calor em Equipamentos de Transmissão Digital com Placas de Circuito Impresso Arranjadas Horizontalmente*". Tese de Mestrado, Publ. FEC 112/85, UNICAMP, 1985.
- [8] CARVALHO FILHO, P. "*Convecção Natural em Placa Plana Vertical com Distribuição não Uniforme de Temperatura*". Tese de Mestrado, Publ. FEC 21/87, UNICAMP, 1987.

- [9] KIM, N.R. "*Efeitos dos Dutos Laterais e Traseiro no Comportamento Térmico de Equipamentos de Transmissão Digital*". Tese de Mestrado, Publ. FEC 46/89, UNICAMP, 1989.
- [10] YOVANOVICH, M.M. & ANTONETTI, V.W. "*Applications of Thermal Contact Resistance Theory to Electronic Packages*". Chapter 2 of **Advances in Thermal Modeling of Electronic Equipment**, edited by A.D. Kraus & Bar-Cohen, Hemisphere Publ. Co., 1988.
- [11] AL-ASTRABALDI, F.R.; O'CALLAGHAN, P.W. & PROBERT, S.D. "*Effects of Surface Finish on Thermal Contact Resistance Between Different Materials*". **AIAA 14th. Thermophysics Conference**, Florida, June, 1979.
- [12] CLAUSING, A.M. "*An Experimental and Theoretical Investigation of the Thermal Contact Resistance*". **ME Technical Report 242-2**, Illinois, 1966.
- [13] CLAUSING, A.M. "*Heat Transfer at the Interface of Dissimilar Metals - The Influence of Thermal Strain*". **Int. Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 9, pp. 791-801, January, 1966.
- [14] YOVANOVICH, M.M. & ROHSENOW, W.N. "*Influence of Surfaces Roughness and Waviness Upon Thermal Contact Resistance*". **MIT Technical Report, 6361-48**, 1967.
- [15] AGOSTINHO, O.L.; RODRIGUES, A.C.S. & LIRANI, J. "*Tolerâncias, Ajustes, Desvios e Análise de Dimensões*". Edgard Blucher, SP, 1977.
- [16] BARZELAY, M.E.; TONG, K.N. & HOLLOWAY, G.F. "*Effect of Pressure on Thermal Conductance of Contact Joints*". **NACA, note 3295**, 1955.
- [17] FENECH, H. & ROHSENOW, W.N. "*Prediction of Thermal Conductance of Metallic Surfaces in Contact*". **Journal of Heat Transfer**, Vol. 85(4), pp. 15-24, November, 1963.
- [18] THOMAS, T.R. & PROBERT, S.D. "*Thermal Contact Resistance: The Directional*

- Effect and Others Problems*". **Int. Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol.13, pp. 789-807, August, 1970.
- [19] SHLYKOV, Y.P. & GANIN, Y.A. "*Thermal Resistance of Metallic Contacts*". **Int. Journal of Heat and Mass Transfer**, pp. 921-929, 1964.
- [20] FELDMAN, K.J.; HONG, Y.M. & MARJOR, P.L. "*Tests on Thermal Joints Compounds to 200° F*". **AIAA 15th. Thermophysics Conference**, paper 80-1466, Snowmass, CO, July, 1980.
- [21] GALE, E.H.Jr. "*Effects of Surface Films on Thermal Contact Conductance*". **ASME paper 70-HT/SpT-26**, June, 1970.
- [22] YIP, F.C. "*The Effect of Oxide Films on Thermal Contact Resistance*". **AI-AA/ASME Thermophysical and Heat Transfer Conference**, paper 74-693, Boston. MA, July, 1974.
- [23] MADHUSUDANA, C.V. & FLETCHER, L.S. "*Contact Heat Transfer: The Last Decade*". **AIAA Journal**, Vol. 24(3), pp. 510-523, 1986.
- [24] FLETCHER, L.S. "*Recent Developments in Contact Conductance Heat Transfer*". **Journal of Heat Transfer**, Vol. 10, pp. 1059-1068, November, 1988.
- [25] YOYANOVICH, M.M. "*Recent Developments in Thermal Contact, Gap and Joint Conductance Theories and Experiments*". **Proceedings of the 8th. Int. Heat Transfer Conference**, San Francisco, CA, pp. 35-45, 1986.
- [26] MANTELLI, M.B.H. "*Comparação de Métodos para o Cálculo da Resistência Térmica de Contato do Primeiro Satélite Brasileiro*". Tese de Mestrado, Publ. **INPE 3864-TDL/217**, São José dos Campos, Abril, 1986.
- [27] CLAUSING, A.M. & CHAO, B.T. "*Thermal Contact Resistance in a Vacuum Environment*". **Journal of Heat Transfer**, Vol. 87(2), pp. 243-251, May, 1965.

- [28] MIKIC, B.B. & ROHSENOW, W.N. "*Thermal Contact Resistance*". MIT Technical Report 4542-41, Cambridge, MT, 1966.
- [29] ANTONETTI, V.W. & EID, J.C. "*Measuring Thermal Contact Resistance*". Proceedings of the 6th. Int. Electronic Packaging Conference, San Diego, CA, pp. 502-516, November, 1986.
- [30] YOVANOVICH, M.M. "*Thermal Contact Correlations*". AIAA 16th. Thermophysics Conference, paper 81-1164, Palo Alto, CA, June, 1981.
- [31] YOVANOVICH, M.M.; DEVAAL, J. & HEGAZY, A.H. "*A Statistical Model to Predict Thermal Gap Conductance Between Conforming Rough Surfaces*". AIAA/ASME 3rd. Joint Thermophysics, Fluids, Plasma and Heat Transfer Conference, paper 82-0888, 1982.
- [32] ANTONETTI, V.W. & YOVANOVICH, M.M. "*Enhancement of Thermal Contact Conductance by Metallic Coatings : Theory and Experiment*". Journal of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 513-519, 1985.
- [33] SNAITH, B.; O'CALLAGHAN, P.W. & PROBERT, S.D. "*Can Standards be Set for Reliable Measurements of Thermal Contact Conductance*". AIAA paper 83-0533, 1983.
- [34] CASSAGNE, B.; BARDON, J.P. & BECK, J.V. "*Theoretical and Experimental Analysis of Two Surface Thermocouples*". Proceedings of the 8th. Int. Heat Transfer Conference, San Francisco, CA, pp. 483-488, 1986.
- [35] SHIGLEY, J.E. "*Mechanical Engineering Design*". Chapter 6, 3rd. ed., McGraw-Hill, 1981.
- [36] AMERICAN SOCIETY FOR METALS "*Properties and Selection of Metals*" Metals Handbook, Vol. 1, 8th. ed., 1961.
- [37] DIRECTORY OF PRODUCTS "*Plastics*". Section 3, ME, December, 1979.

- [38] HOLMAN, J.P. *Heat Transfer*. McGraw-Hill, 5th. ed., 1981.
- [39] DOEBELIN, E.O. *Measurement Systems, Applications and Design*. McGraw-Hill Kogakuska Ltda, Tokio, 1975.
- [40] BEJAN, A. & KIMURA, S. *Penetration of Free Convection into a Lateral Cavity*. *J. Fluid Mech.*, Vol. 3, pp. 465-478, 1981.

Apêndice A

Modelos Físico-Matemáticos

A.1 Modelo de Clausing

O modelo de CLAUSING [27] considera a micro e a macroconstrução do fluxo de calor.

Para calcular a área de macrocontato as ondulações superficiais foram representadas através de calotas esféricas e utilizou-se a teoria de Hertz, que determina a área de superfícies esféricas pressionadas entre si considerando a deformação elástica. Foi suposto ainda que os microcontatos estavam distribuídos uniformemente nas áreas de macrocontato, utilizada a teoria de Hoess para calcular a resistência de microconstrução, e desprezada a resistência do filme de óxido superficial, já que foram testadas superfícies isentas desse fator.

A Figura A.1 mostra a região de contato aparente entre dois cilindros idênticos, de comprimento L e raios b_L . A dimensão da área macroscópica de contato é dada pela deformação elástica dos pontos de contato. A ondulação é representada por calotas esféricas de raio r_1 e r_2 , situadas no topo dos cilindros na região de contato. A distância d da base da calota ao seu ápice representa a altura da ondulação.

Neste modelo físico foi considerado que:

- L é grande se comparado a b_L ;
- Há um perfeito contato ao longo da área de macrocontato, ou seja, $R_M \ll R_L$;

- Só ocorre transferência de calor nas áreas de macrocontatos;
- As áreas das bases opostas ao contato do cilindro possuem temperatura uniforme;
- Os materiais das superfícies são isotrópicos e homogêneos, de condutividade térmica constante com a variação da temperatura.

Aplicando a teoria de Hoess obtem-se a equação da resistência devida aos macrocontatos (R_L):

$$R_L = \frac{G(y_L)}{2 \cdot a_L \cdot k_{mh}} \quad (\text{A.1})$$

onde:

$$y_L = a_L/b_L \quad (\text{A.2})$$

$$G(y_L) = 1 - 1,40925 \cdot y_L + 0,2959 \cdot y_L^3 + 0,05254 \cdot y_L^5 + 0,02105 \cdot y_L^7 + \dots \quad (\text{A.3})$$

$$k_{mh} = \frac{2 \cdot k_1 \cdot k_2}{(k_1 + k_2)} \quad (\text{A.4})$$

Adimensionalizando a equação A.1, temos:

$$\frac{h_L \cdot b_L}{k_{mh}} = \frac{2 \cdot y_L}{\pi \cdot G(y_L)} \quad (\text{A.5})$$

Utilizando-se a teoria de Hertz, calcula-se a área de macrocontato (a_L):

$$a_L = \left[\frac{3 \cdot P}{4} \cdot \left(\frac{1 - \Gamma_1^2}{E_1} + \frac{1 - \Gamma_2^2}{E_2} \right) \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right] \quad (\text{A.6})$$

Quando o raio da calota esférica é extremamente grande ($2r_i \gg d_i$) a seguinte aproximação é válida:

$$\frac{d_i}{b_L} \cong \frac{b_L}{2r_i} \quad i = 1, 2 \quad (\text{A.7})$$

Para os metais de interesse, temos $\Gamma_1 = \Gamma_2 = 0,1$. Com isso das equações A.6 e A.7, resulta:

$$y_L = 1,285 \cdot \left[\left(\frac{P_a}{E_{mh}} \right) \cdot \left(\frac{b_L}{d_t} \right) \right]^{1/3} \quad y_L < 0,65 \quad (\text{A.8})$$

onde:

$$E_{mh} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2)} \quad (\text{A.9})$$

$$d_t = d_1 + d_2 \quad (\text{A.10})$$

$$P_a = \frac{F}{\pi \cdot b_L^2} \quad (\text{A.11})$$

O grupo adimensional $(P_a/E_{mh})(b_L/d_t) = \zeta$, representa o grau de deformação das superfícies sob pressão. Das equações A.8 e A.5, temos:

$$\frac{h_L \cdot b_L}{k_{mh}} = C(\zeta) \quad y_L < 0,65 \quad (\text{A.12})$$

onde:

$$C(\zeta) = \frac{2 \cdot (1,285 \cdot \zeta^{1/3})}{\pi \cdot G(1,285 \cdot \zeta^{1/3})} \quad (\text{A.13})$$

A.2 Modelo de Mikic e Rohsenow

MIKIC & ROHSENOW [28], desenvolveram um modelo matemático para um modelo físico semelhante ao anterior e concluíram que os fenômenos de macro e microconstrução eram semelhantes e podiam ser descritos pela mesma formulação matemática, utilizando-se as dimensões características para cada caso. Foi desenvolvida uma equação que calcula a área do macrocontato com maior precisão que no modelo anterior. Este modelo pode ser utilizado para estimar, a partir de características físicas superficiais, a resistência térmica de contato.

Nesse modelo físico, os pontos de contato entre as superfícies circulares, de raio médio a_M , foram considerados como sendo uniformemente distribuídos nas áreas de

macrocontato que, por sua vez, devido à presença da ondulação, são subdivididas em círculos de raio b_M , bases de cilindros elementares, centrados nos pontos de contatos como mostra a Figura A.2 e a área aparente de contato foi, por sua vez, dividida em círculos de diâmetro b_L , centrados nas áreas de macrocontato.

A distribuição de temperatura nos cilindros elementares é obtida através da equação de Laplace:

$$\nabla^2 T = 0 \quad (\text{A.14})$$

e das seguintes condições de contorno:

$$T = \text{cte} \quad \text{para } z = 0 \quad 0 < \rho < a_M \quad (\text{A.15})$$

$$k \cdot \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad \text{para } z = 0 \quad a_M < \rho < b_M \quad (\text{A.16})$$

$$-k \cdot \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{Q}{\pi \cdot b_M^2} \quad \text{para } z \rightarrow \infty \quad (\text{A.17})$$

$$k \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad \text{para } \rho = b_M \quad (\text{A.18})$$

$$k \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad \text{para } \rho = 0 \quad (\text{A.19})$$

A condição de contorno em dois domínios para $z = 0$ não permite solução analítica direta, desta forma, a resistência térmica de contato é dada por:

$$R_M = \frac{8}{\pi \cdot k_{mh} \cdot a_M} \cdot \phi \left(\frac{a_M}{b_M} \right) \quad (\text{A.20})$$

onde:

$\phi(a_M/b_M)$ é um parâmetro geométrico que depende do tipo de aproximação que é feita para as condições de contorno A.15 e A.16.

A Figura A.3 mostra as curvas obtidas para esse parâmetro em função da relação (a/b) , para os seguintes casos:

- **Caso 1:** $\phi_1(a/b)$ é baseado em fluxo de calor de perfil parabólico ao longo da área de contato;
- **Caso 2:** $\phi_2(a/b)$ é resultante do fato de considerar o campo de temperatura formado pela superposição dos efeitos de um número infinito de fontes uniformemente distribuídas na superfície em $z = 0$;
- **Caso 3:** $\phi_3(a/b)$ é a forma linearizada de ϕ_2 e
- **Caso 4:** $\phi_4(a/b)$ é baseado no fluxo de calor constante na área de contato.

Para simplificar, fazendo $\phi(a_M/b_M) = \phi_2(a/b)$, a resistência térmica para microcontatos por unidade de área aparente pode ser dada por:

$$R_M = \frac{S}{(a_M/b_M) \cdot k_{mh} \cdot \sqrt{\pi \cdot n}} \cdot \phi\left(\frac{a_M}{b_M}\right) \quad (\text{A.21})$$

O modelo térmico para macrocontatos é geometricamente similar ao modelo adotado para cada cilindro elementar, de modo que as expressões obtidas para micro e macrocontatos são as mesmas, desde que se utilize os parâmetros geométricos adequados para cada caso.

Assim, tem-se a resistência térmica para macrocontatos por unidade aparente de área que é dado por:

$$R_L = \frac{4 \cdot L}{(a_L/b_L) \cdot k_{mh}} \cdot \phi\left(\frac{a_L}{b_L}\right) \quad (\text{A.22})$$

Das equações A.21 e A.22 tem-se que a resistência térmica de contatos é dada por:

$$R = R_M + R_L \quad (\text{A.23})$$

A área de macrocontato é determinada através da formulação de Hertz, de modo que (a_L/b_L) é obtido da equação A.8.

Analisando-se a deformação superficial dos corpos em contato, chega-se as seguintes expressões:

$$\frac{a_M}{b_M} = \frac{1}{(a_L/b_L)} \cdot \left(\frac{P_a}{H}\right)^{0,5} \quad (\text{A.24})$$

$$\frac{a_M}{b_M} = \frac{1}{2} \cdot [1 - \operatorname{erf}(Y/\sqrt{2}\cdot\sigma)] \quad (\text{A.25})$$

$$\frac{2\cdot\sigma\cdot\sqrt{n}}{\tan\theta} = \frac{\exp(-Y^2/2\cdot\sigma^2)}{\sqrt{2\cdot\pi}} \quad (\text{A.26})$$

Através deste conjunto de equações determinam-se (a_M/b_M) e \sqrt{n} que, juntamente com os parâmetros da superfícies necessários e as propriedades dos materiais, permitem o uso da equação A.23 para o cálculo da resistência térmica de contato.

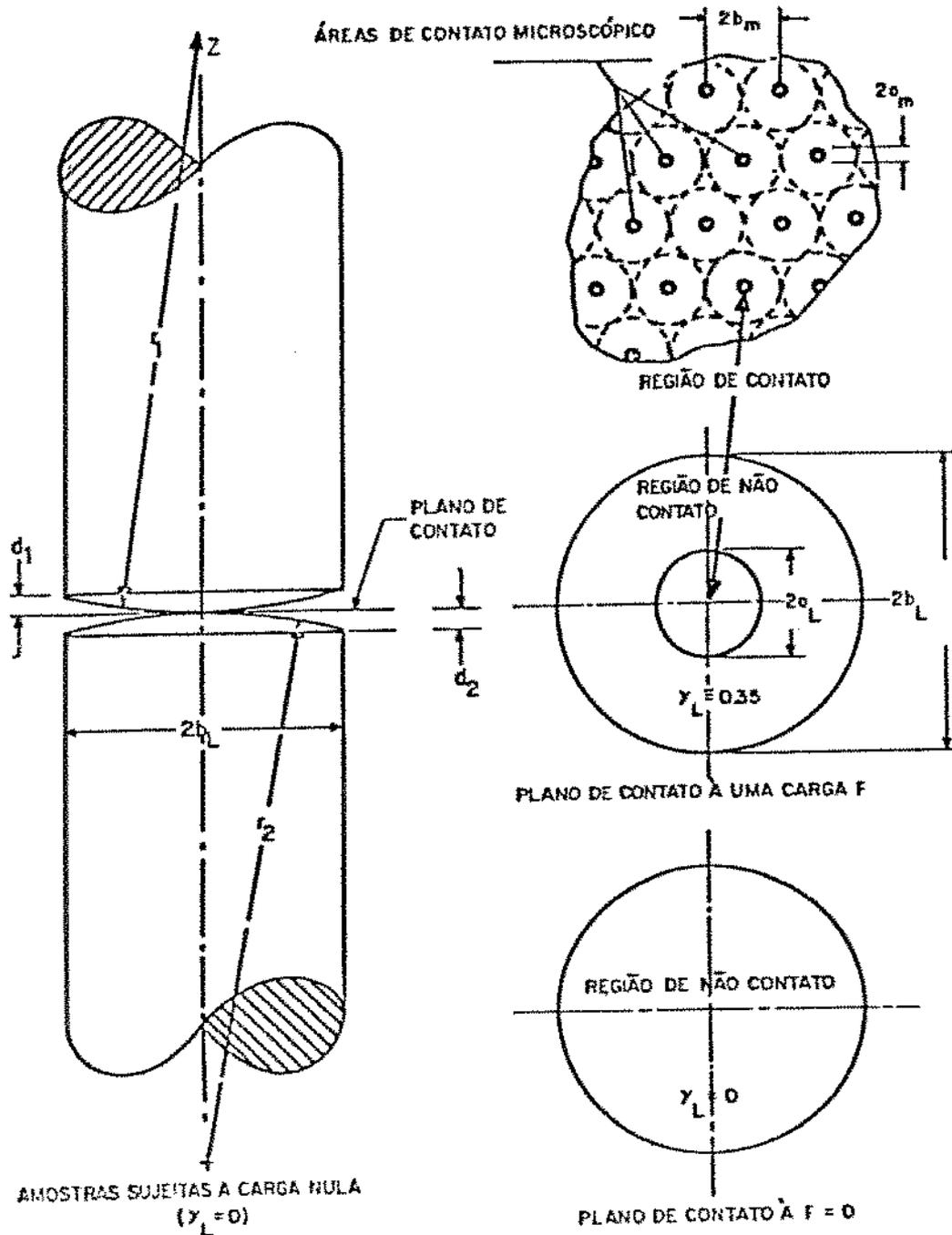


Figura A.1: Modelo de Clausen para determinação da resistência térmica de contato [27].

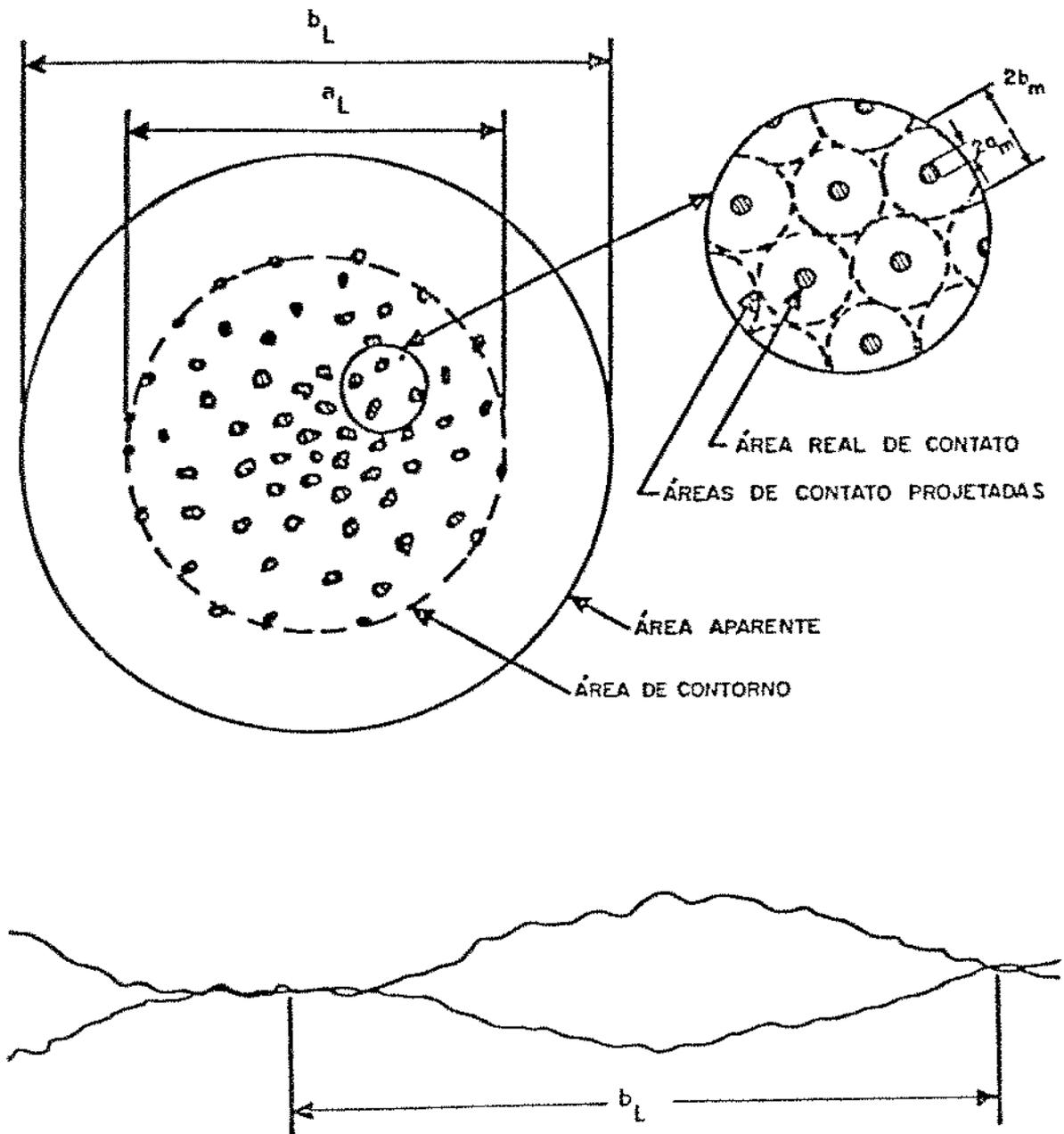


Figura A.2: Modelo de Mikic e Rohsenow para determinação da resistência térmica de contato [28].

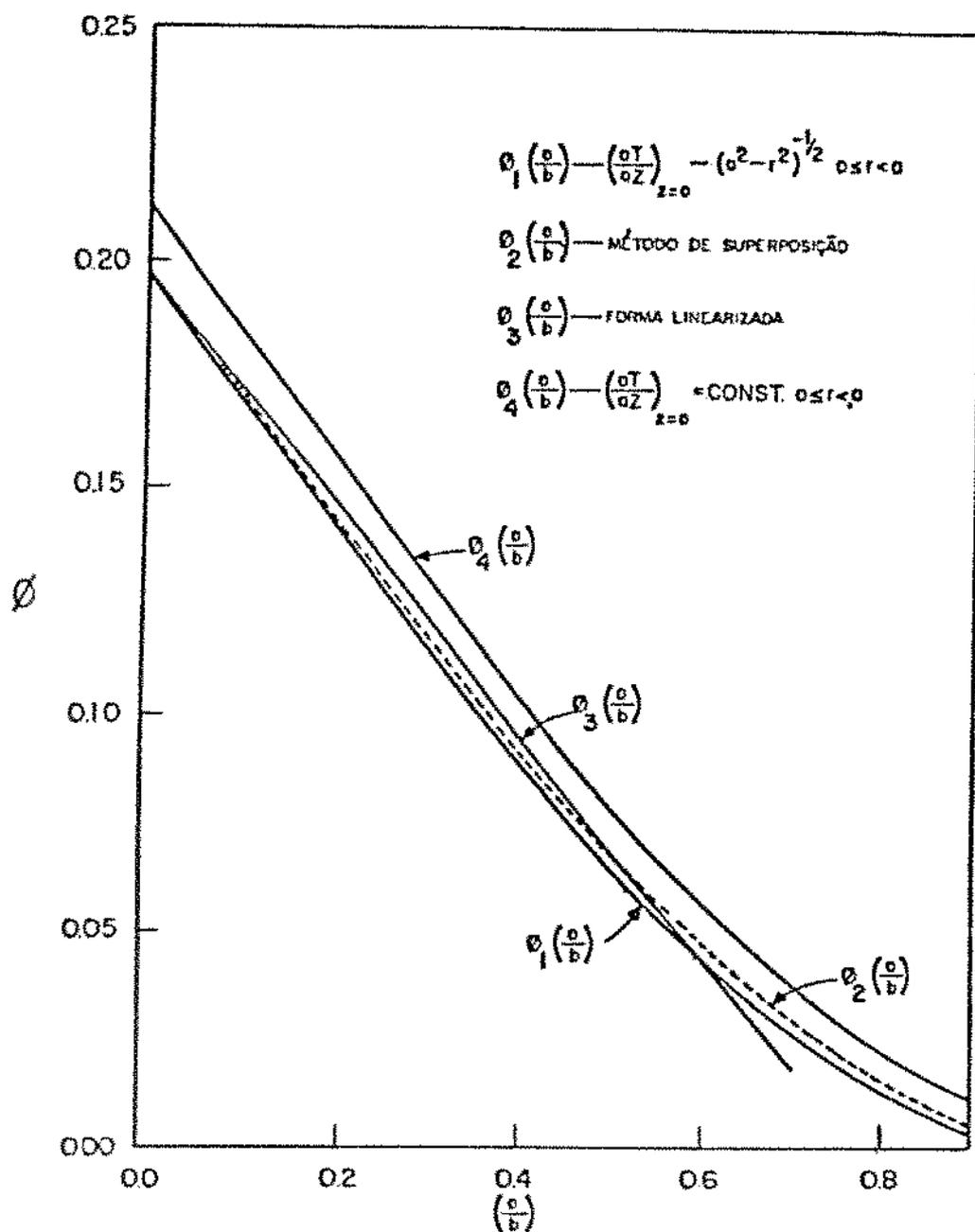


Figura A.3: Parâmetro geométrico utilizado no modelo de Mikic e Rohsenow em função da razão de constrição das áreas de contato e das condições de contorno [28].

Apêndice B

Análise das Incertezas

B.1 Introdução

A incerteza em uma grandeza medida indiretamente (denominada variável dependente), pode ser expressa em termos das grandezas passíveis de medição (denominadas variáveis independentes) pela seguinte expressão [39]:

$$w_X = \left[\left(\frac{\partial X}{\partial x_1} \cdot w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial x_2} \cdot w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial X}{\partial x_n} \cdot w_n \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.1})$$

onde:

X = variável dependente

w_X = incerteza na determinação de X

x_i = variáveis independentes

$i = 1, 2, \dots, n$

w_i = incerteza na determinação de x_i

$i = 1, 2, \dots, n$

A seguir serão equacionadas as incertezas na determinação da resistência térmica de contato no fechamento de um sub-bastidor, para cada um dos métodos de determinação, em função de todas as grandezas utilizadas nas equações apresentadas no Capítulo 3.

B.2 Formulação

B.2.1 Incerteza na determinação da R.T.C. através da equação da definição

A equação que define a resistência térmica de contato de uma interface é dada por:

$$R = \frac{\Delta T}{Q} \quad (\text{B.2})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.2, resulta:

$$w_{R_{def}} = \left[\left(\frac{\partial R_{def}}{\partial \Delta T} \cdot w_{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_{def}}{\partial Q} \cdot w_Q \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.3})$$

Da equação B.2, temos:

$$\frac{\partial R_{def}}{\partial Q} = -\frac{\Delta T}{Q^2} = -\frac{R_{def}}{Q} \quad (\text{B.4})$$

$$\frac{\partial R_{def}}{\partial \Delta T} = \frac{1}{Q} = \frac{R_{def}}{\Delta T} \quad (\text{B.5})$$

Substituindo as equações B.4 e B.5 na equação B.3 e rearranjando, temos:

$$w_{R_{def}} = R_{def} \cdot \left[\left(\frac{w_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{w_Q}{Q} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.6})$$

Mas,

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad (\text{B.7})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.7, resulta:

$$w_{\Delta T} = \left[\left(\frac{\partial \Delta T}{\partial T_1} \cdot w_{T_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T}{\partial T_2} \cdot w_{T_2} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.8})$$

Da equação B.7, temos:

$$\frac{\partial \Delta T}{\partial T_1} = 1 \quad (\text{B.9})$$

$$\frac{\partial \Delta T}{\partial T_2} = -1 \quad (\text{B.10})$$

Substituindo as equações B.9 e B.10 na equação B.8, resulta:

$$w_{\Delta T} = [(w_{T_1})^2 + (w_{T_2})^2]^{0,5} \quad (\text{B.11})$$

Substituindo a equação B.11 na equação B.6, resulta:

$$w_{R_{def}} = R_{def} \cdot \left[\left(\frac{(w_{T_1})^2 + (w_{T_2})^2}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{w_Q}{Q} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.12})$$

B.2.2 Incerteza na determinação da R.T.C. através das correlações experimentais

A resistência térmica de contato de uma interface pode ser obtida a partir da associação das resistências dos pontos de contatos propriamente ditos e dos interstícios (fendas), através da equação:

$$R_{exp} = \frac{R_c \cdot R_f}{R_c + R_f} \quad (\text{B.13})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.13, resulta:

$$w_{R_{exp}} = \left[\left(\frac{\partial R_{exp}}{\partial R_c} \cdot w_{R_c} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_{exp}}{\partial R_f} \cdot w_{R_f} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.14})$$

Da equação B.13, temos:

$$\frac{\partial R_{exp}}{\partial R_c} = \left(\frac{R_f}{R_c + R_f} \right)^2 = \left(\frac{R_{exp}}{R_c} \right)^2 \quad (\text{B.15})$$

$$\frac{\partial R_{exp}}{\partial R_f} = \left(\frac{R_c}{R_c + R_f} \right)^2 = \left(\frac{R_{exp}}{R_f} \right)^2 \quad (\text{B.16})$$

Substituindo as equações B.15 e B.16 na equação B.14 e rearranjando, resulta:

$$w_{R_{exp}} = R_{exp} \cdot \left[\left(\frac{R_{exp} \cdot w_{R_f}}{R_f^2} \right)^2 + \left(\frac{R_{exp} \cdot w_{R_c}}{R_c^2} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.17})$$

R_c é obtida pela correlação experimental:

$$R_c = 0,80 \cdot \frac{\sigma}{m \cdot k_{mh} \cdot A_a} \cdot \left(\frac{P_a}{H} \right)^{-0,95} \quad (\text{B.18})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.18, resulta:

$$w_{R_c} = \left[\left(\frac{\partial R_c}{\partial \sigma} \cdot w_\sigma \right)^2 + \left(\frac{\partial R_c}{\partial m} \cdot w_m \right)^2 + \left(\frac{\partial R_c}{\partial A_a} \cdot w_{A_a} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_c}{\partial k_{mh}} \cdot w_{k_{mh}} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_c}{\partial P_a} \cdot w_{P_a} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_c}{\partial H} \cdot w_H \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.19})$$

Da equação B.18, temos:

$$\frac{\partial R_c}{\partial \sigma} = \frac{R_c}{\sigma} \quad (\text{B.20})$$

$$\frac{\partial R_c}{\partial m} = -\frac{R_c}{m} \quad (\text{B.21})$$

$$\frac{\partial R_c}{\partial A_a} = -\frac{R_c}{A_a} \quad (\text{B.22})$$

$$\frac{\partial R_c}{\partial k_{mh}} = -\frac{R_c}{k_{mh}} \quad (\text{B.23})$$

$$\frac{\partial R_c}{\partial P_a} = -\frac{0,95 \cdot R_c}{P_a} \quad (\text{B.24})$$

$$\frac{\partial R_c}{\partial H} = \frac{0,95.R_c}{H} \quad (\text{B.25})$$

Substituindo as equações B.20 a B.25 na equação B.19 e rearranjando, temos:

$$w_{R_c} = R_c \cdot \left[\left(\frac{w_\sigma}{\sigma} \right)^2 + \left(\frac{w_m}{m} \right)^2 + \left(\frac{w_{A_a}}{A_a} \right)^2 + \left(\frac{w_{k_{mh}}}{k_{mh}} \right)^2 + \left(0,95 \cdot \frac{w_{F_a}}{P_a} \right)^2 + \left(0,95 \cdot \frac{w_H}{H} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.26})$$

Mas,

$$\sigma = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{0,5} \quad (\text{B.27})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.27, resulta:

$$w_\sigma = \left[\left(\frac{\partial \sigma}{\partial \sigma_1} \cdot w_{\sigma_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \sigma}{\partial \sigma_2} \cdot w_{\sigma_2} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.28})$$

Da equação B.27, temos:

$$\frac{\partial \sigma}{\partial \sigma_1} = \frac{\sigma_1}{\sigma} \quad (\text{B.29})$$

$$\frac{\partial \sigma}{\partial \sigma_2} = \frac{\sigma_2}{\sigma} \quad (\text{B.30})$$

Substituindo as equações B.29 e B.30 na equação B.28 e rearranjando, resulta:

$$w_\sigma = \frac{1}{\sigma} \cdot \left[(\sigma_1 \cdot w_{\sigma_1})^2 + (\sigma_2 \cdot w_{\sigma_2})^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.31})$$

Temos, ainda que:

$$m = (m_1^2 + m_2^2)^{0,5} \quad (\text{B.32})$$

Analogamente, aplicando a equação B.1 na equação B.32, calculando as derivadas e rearranjando, resulta:

$$w_m = \frac{1}{m} \cdot \left[(m_1 \cdot w_{m_1})^2 + (m_2 \cdot w_{m_2})^2 \right]^{0.5} \quad (\text{B.33})$$

Temos, ainda que:

$$A_a = h \cdot l \quad (\text{B.34})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.34, resulta:

$$w_{A_a} = \left[\left(\frac{\partial A_a}{\partial h} \cdot w_h \right)^2 + \left(\frac{\partial A_a}{\partial l} \cdot w_l \right)^2 \right]^{0.5} \quad (\text{B.35})$$

Da equação B.34, temos:

$$\frac{\partial A_a}{\partial h} = l = \frac{A_a}{h} \quad (\text{B.36})$$

$$\frac{\partial A_a}{\partial l} = h = \frac{A_a}{l} \quad (\text{B.37})$$

Substituindo as equações B.36 e B.37 na equação B.35 e rearranjando, resulta:

$$w_{A_a} = A_a \cdot \left[\left(\frac{w_h}{h} \right)^2 + \left(\frac{w_l}{l} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (\text{B.38})$$

Temos ainda, que:

$$P_a = \frac{F}{A_a} \quad (\text{B.39})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.39, resulta:

$$w_{P_a} = \left[\left(\frac{\partial P_a}{\partial F} \cdot w_F \right)^2 + \left(\frac{\partial P_a}{\partial A_a} \cdot w_{A_a} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (\text{B.40})$$

Da equação B.39, temos:

$$\frac{\partial P_a}{\partial F} = \frac{1}{A_a} = \frac{P_a}{F} \quad (\text{B.41})$$

$$\frac{\partial P_a}{\partial A_a} = F = -\frac{P_a}{A_a} \quad (\text{B.42})$$

Substituindo as equações B.41 e B.42 na equação B.40 e rearranjando, resulta:

$$w_{P_a} = P_a \cdot \left[\left(\frac{w_F}{F} \right)^2 + \left(\frac{w_{A_a}}{A_a} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.43})$$

Observação: w_F não é calculado em função de $w_{\text{Torquímetro}}$ para que se tenha uma única formulação das incertezas para os dois tipos de fechamento, parafusos e presilhas, já que no último caso não foi utilizado o torquímetro para determinação da força, tendo sido feita uma estimativa.

Temos ainda, que:

$$k_{mh} = \frac{2 \cdot k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \quad (\text{B.44})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.44, resulta:

$$w_{k_{mh}} = \left[\left(\frac{\partial k_{mh}}{\partial k_1} \cdot w_{k_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial k_{mh}}{\partial k_2} \cdot w_{k_2} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.45})$$

Da equação B.44, temos:

$$\frac{\partial k_{mh}}{\partial k_1} = 2 \cdot \left(\frac{k_2}{k_1 + k_2} \right)^2 = 0,5 \cdot \left(\frac{k_{mh}}{k_1} \right)^2 \quad (\text{B.46})$$

$$\frac{\partial k_{mh}}{\partial k_2} = 2 \cdot \left(\frac{k_1}{k_1 + k_2} \right)^2 = 0,5 \cdot \left(\frac{k_{mh}}{k_2} \right)^2 \quad (\text{B.47})$$

Substituindo as equações B.46 e B.47 na equação B.45 e rearranjando, resulta:

$$w_{k_{mh}} = \frac{k_{mh}}{(k_1 + k_2)} \cdot \left[\left[k_2 \cdot \left(\frac{w_{k_1}}{k_1} \right) \right]^2 + \left[k_1 \cdot \left(\frac{w_{k_2}}{k_2} \right) \right]^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.48})$$

Substituindo as equações B.31, B.33, B.38, B.43 e B.48 na equação B.26 obtemos w_{R_c} .

R_f é obtida pela correlação experimental:

$$R_f = \frac{Y + M.\sigma}{A_a.k_g} \quad (\text{B.49})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.49, resulta:

$$w_{R_f} = \left[\left(\frac{\partial R_f}{\partial Y} . w_Y \right)^2 + \left(\frac{\partial R_f}{\partial M} . w_M \right)^2 + \left(\frac{\partial R_f}{\partial \sigma} . w_\sigma \right)^2 + \left(\frac{\partial R_f}{\partial A_a} . w_{A_a} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_f}{\partial k_g} . w_{k_g} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (\text{B.50})$$

Da equação B.49, temos:

$$\frac{\partial R_f}{\partial Y} = \frac{1}{A_a.k_g} = \frac{R_f}{Y + M.\sigma} \quad (\text{B.51})$$

$$\frac{\partial R_f}{\partial M} = \frac{\sigma}{A_a.k_g} = \sigma \cdot \frac{R_f}{Y + M.\sigma} \quad (\text{B.52})$$

$$\frac{\partial R_f}{\partial \sigma} = \frac{M}{A_a.k_g} = M \cdot \frac{R_f}{Y + M.\sigma} \quad (\text{B.53})$$

$$\frac{\partial R_f}{\partial A_a} = -\frac{Y + M.\sigma}{A_a^2.k_g} = -\frac{R_f}{A_a} \quad (\text{B.54})$$

$$\frac{\partial R_f}{\partial k_g} = -\frac{Y + M.\sigma}{A_a.k_g^2} = -\frac{R_f}{k_g} \quad (\text{B.55})$$

Substituindo as equações B.51 a B.55 na equação B.50 e rearranjando, resulta:

$$w_{R_f} = R_f \cdot \left[\left(\frac{1}{Y + M.\sigma} . w_Y \right)^2 + \left(\frac{\sigma}{Y + M.\sigma} . w_M \right)^2 + \left(\frac{M}{Y + M.\sigma} . w_\sigma \right)^2 + \left(\frac{w_{A_a}}{A_a} \right)^2 + \left(\frac{w_{k_g}}{k_g} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (\text{B.56})$$

Mas,

$$Y = 1,53.\sigma \cdot \left(\frac{P_a}{H}\right)^{-0,097} \quad (\text{B.57})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.57, resulta:

$$w_Y = \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial \sigma} \cdot w_\sigma \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial P_a} \cdot w_{P_a} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial H} \cdot w_H \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.58})$$

Da equação B.57, temos:

$$\frac{\partial Y}{\partial \sigma} = \frac{Y}{\sigma} \quad (\text{B.59})$$

$$\frac{\partial Y}{\partial P_a} = -0,097 \cdot \frac{Y}{P_a} \quad (\text{B.60})$$

$$\frac{\partial Y}{\partial H} = 0,097 \cdot \frac{Y}{H} \quad (\text{B.61})$$

Substituindo as equações B.59 a B.61 na equação B.58, resulta:

$$w_Y = Y \cdot \left[\left(\frac{w_\sigma}{\sigma} \right)^2 + \left(0,097 \cdot \frac{w_{P_a}}{P_a} \right)^2 + \left(0,097 \cdot \frac{w_H}{H} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.62})$$

Mas,

$$M = \frac{\eta \cdot \epsilon \cdot \Lambda}{\sigma} \quad (\text{B.63})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.63, resulta:

$$w_M = \left[\left(\frac{\partial M}{\partial \eta} \cdot w_\eta \right)^2 + \left(\frac{\partial M}{\partial \epsilon} \cdot w_\epsilon \right)^2 + \left(\frac{\partial M}{\partial \Lambda} \cdot w_\Lambda \right)^2 + \left(\frac{\partial M}{\partial \sigma} \cdot w_\sigma \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.64})$$

Da equação B.63, temos:

$$\frac{\partial M}{\partial \eta} = \frac{M}{\eta} \quad (\text{B.65})$$

$$\frac{\partial M}{\partial \epsilon} = \frac{M}{\epsilon} \quad (\text{B.66})$$

$$\frac{\partial M}{\partial \Lambda} = \frac{M}{\Lambda} \quad (\text{B.67})$$

$$\frac{\partial M}{\partial \sigma} = -\frac{M}{\sigma} \quad (\text{B.68})$$

Substituindo as equações B.65 a B.68 na equação B.64, resulta:

$$w_M = M \cdot \left[\left(\frac{w_\eta}{\eta} \right)^2 + \left(\frac{w_\epsilon}{\epsilon} \right)^2 + \left(\frac{w_\Lambda}{\Lambda} \right)^2 + \left(\frac{w_\sigma}{\sigma} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.69})$$

Mas,

$$\eta = \frac{2 - \eta_1}{\eta_1} + \frac{2 - \eta_2}{\eta_2} \quad (\text{B.70})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.70, resulta:

$$w_\eta = \left[\left(\frac{\partial \eta}{\partial \eta_1} \cdot w_{\eta_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial \eta_2} \cdot w_{\eta_2} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.71})$$

Da equação B.70, temos:

$$\frac{\partial \eta}{\partial \eta_1} = -\frac{2}{\eta_1^2} \quad (\text{B.72})$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial \eta_2} = -\frac{2}{\eta_2^2} \quad (\text{B.73})$$

Substituindo as equações B.72 e B.73 na equação B.71, resulta:

$$w_\eta = 2 \cdot \left[\left(\frac{w_{\eta_1}}{\eta_1^2} \right)^2 + \left(\frac{w_{\eta_2}}{\eta_2^2} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.74})$$

Temos ainda, que:

$$\epsilon = \frac{2 \cdot \gamma}{(\gamma + 1) \cdot Pr} \quad (\text{B.75})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.75, resulta:

$$w_\epsilon = \left[\left(\frac{\partial \epsilon}{\partial \gamma} \cdot w_\gamma \right)^2 + \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial P_r} \cdot w_{P_r} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.76})$$

Da equação B.75, temos:

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial \gamma} = \frac{2}{(\gamma + 1) \cdot P_r} - \frac{2 \cdot \gamma}{(\gamma + 1)^2 \cdot P_r} = \epsilon \cdot \left[\frac{2 \cdot \gamma + 1}{\gamma \cdot (\gamma + 1)} \right] \quad (\text{B.77})$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial P_r} = -\frac{2 \cdot \gamma}{(\gamma + 1) \cdot P_r^2} = -\frac{\epsilon}{P_r} \quad (\text{B.78})$$

Substituindo as equações B.77 e B.78 na equação B.76 e rearranjando, resulta:

$$w_\epsilon = \epsilon \cdot \left[\left[\left(\frac{2 \cdot \gamma + 1}{\gamma + 1} \right) \left(\frac{w_\gamma}{\gamma} \right) \right]^2 + \left(\frac{w_{P_r}}{P_r} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.79})$$

Mas,

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{B.80})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.80, resulta:

$$w_\gamma = \left[\left(\frac{\partial \gamma}{\partial c_p} \cdot w_{c_p} \right)^2 + \left(\frac{\partial \gamma}{\partial c_v} \cdot w_{c_v} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.81})$$

Da equação B.80, temos:

$$\frac{\partial \gamma}{\partial c_p} = \frac{1}{c_v} = \frac{\gamma}{c_p} \quad (\text{B.82})$$

$$\frac{\partial \gamma}{\partial c_v} = -\frac{c_p}{c_v^2} = -\frac{\gamma}{c_v} \quad (\text{B.83})$$

Substituindo as equações B.82 e B.83 na equação B.81 e rearranjando, resulta:

$$w_\gamma = \gamma \cdot \left[\left(\frac{w_{c_p}}{c_p} \right)^2 + \left(\frac{w_{c_v}}{c_v} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.84})$$

Substituindo a equação B.84 na equação B.79, resulta:

$$w_\epsilon = \epsilon \cdot \left[\left[\left(\frac{2\gamma + 1}{\gamma + 1} \right) \left[\left(\frac{w_{c_p}}{c_p} \right)^2 + \left(\frac{w_{c_v}}{c_v} \right)^2 \right]^{0,5} \right]^2 + \left(\frac{w_{Pr}}{Pr} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.85})$$

Temos ainda, que:

$$\Lambda = 0,064 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{T_m}{T_{amb}} \right)_{ar} \quad (\text{B.86})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.86, resulta:

$$w_\Lambda = \left[\left(\frac{\partial \Lambda}{\partial T_m} \cdot w_{T_m} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Lambda}{\partial T_{amb}} \cdot w_{T_{amb}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.87})$$

Da equação B.86, temos:

$$\frac{\partial \Lambda}{\partial T_m} = \frac{0,064 \cdot 10^{-6}}{T_{amb}} = \frac{\Lambda}{T_m} \quad (\text{B.88})$$

$$\frac{\partial \Lambda}{\partial T_{amb}} = -\frac{0,064 \cdot 10^{-6} \cdot T_m}{T_{amb}^2} = -\frac{\Lambda}{T_{amb}} \quad (\text{B.89})$$

Substituindo as equações B.88 e B.89 na equação B.87, temos:

$$w_\Lambda = \Lambda \cdot \left[\left(\frac{w_{T_m}}{T_m} \right)^2 + \left(\frac{w_{T_{amb}}}{T_{amb}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.90})$$

Mas,

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (\text{B.91})$$

Aplicando a equação B.1 na equação B.91, resulta:

$$w_{T_m} = \left[\left(\frac{\partial T_m}{\partial T_1} \cdot w_{T_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_m}{\partial T_2} \cdot w_{T_2} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.92})$$

Da equação B.91, temos:

$$\frac{\partial T_m}{\partial T_1} = \frac{\partial T_m}{\partial T_2} = \frac{1}{2} \quad (\text{B.93})$$

Substituindo a equação B.93 na equação B.92 e rearranjando, resulta:

$$w_{T_m} = 0,5 \cdot [(w_{T_1})^2 + (w_{T_2})^2]^{0,5} \quad (\text{B.94})$$

Substituindo a equação B.94 na equação B.90, resulta:

$$w_A = \Lambda \cdot \left[\left[\frac{0,5 \cdot [(w_{T_1})^2 + (w_{T_2})^2]^{0,5}}{T_m} \right]^2 + \left(\frac{w_{T_{amb}}}{T_{amb}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.95})$$

Substituindo as equações B.31, B.74, B.85 e B.95 na equação B.69, resulta:

$$\begin{aligned} w_M = M \cdot & \left[\left[\frac{2}{\eta} \cdot \left[\left(\frac{w_{\eta_1}}{\eta_1^2} \right)^2 + \left(\frac{w_{\eta_2}}{\eta_2^2} \right)^2 \right]^{0,5} \right]^2 + \right. \\ & \left[\left[\left(\frac{2 \cdot \gamma + 1}{\gamma + 1} \right) \cdot \left[\left(\frac{w_{c_p}}{c_p} \right)^2 + \left(\frac{w_{c_v}}{c_v} \right)^2 \right]^{0,5} \right]^2 + \left(\frac{w_{P_r}}{P_r} \right)^2 \right]^{0,5} \right]^2 + \\ & \left[\left[\left[\frac{0,5 \cdot [(w_{T_1})^2 + (w_{T_2})^2]^{0,5}}{T_m} \right]^2 + \left(\frac{w_{T_{amb}}}{T_{amb}} \right)^2 \right]^{0,5} \right]^2 + \\ & \left. \left[\frac{1}{\sigma^2} \cdot [(\sigma_1 \cdot w_{\sigma_1})^2 + (\sigma_2 \cdot w_{\sigma_2})^2]^{0,5} \right]^2 \right]^{0,5} \quad (\text{B.96}) \end{aligned}$$

Substituindo as equações B.31, B.38, B.62, e B.96 na equação B.56 obtemos w_{R_j} .

Finalmente, substituindo os valores de w_{R_c} e w_{R_j} na equação B.17 obtemos o valor de $w_{R_{ext}}$.

B.3 Aplicação

B.3.1 Apresentação das incertezas dos parâmetros medidos de acordo com os equipamentos utilizados para medição

A incerteza de uma medida esta diretamente relacionada com a incerteza do equipamento utilizado. No nosso caso, temos:

$$\begin{aligned}
 w_{Termopar} = 0,1 \text{ } ^\circ\text{C} &\Rightarrow w_{T_i} = 0,1 \text{ } ^\circ\text{C} && (i = 1, 2, amb, g) \\
 w_{Perfilômetro} = 0,05 \cdot (\text{valor medido}) &\Rightarrow w_{\sigma_i} = 0,05 \cdot \sigma_i && (i = 1, 2) \\
 w_{Durômetro} = 0,005 \cdot (\text{valor medido}) &\Rightarrow w_H = 0,005 \cdot H \\
 w_{Paquímetro} = 0,005 \cdot (\text{valor medido}) &\Rightarrow w_i = 0,005 \cdot i && (i = l, h)
 \end{aligned}$$

B.3.2 Estimativa das incertezas dos parâmetros adotados

Para considerar a incerteza dos parâmetros adotados de acordo com referências bibliográficas, mais especificamente o fator de acomodação e a média absoluta da inclinação das asperezas, faremos:

$$\begin{aligned}
 w_{\eta_i} &= 0,10 \cdot \eta_i && (i = 1, 2) \\
 w_{m_i} &= 0,10 \cdot m_i && (i = 1, 2)
 \end{aligned}$$

B.3.3 Estimativa das incertezas dos parâmetros obtidos indiretamente

São denominados como parâmetros obtidos indiretamente a força de contato e o calor que é conduzido através da interface, isso porque o primeiro é determinado pela medida do torque, no caso de fechamento por parafusos, ou estimado no caso de fechamento por presilhas; já o segundo é obtido por meio de um programa computacional existente.

Para se levar em conta o efeito da incerteza na medida do torque ou na estimativa feita no caso da força, bem como a incerteza relativa ao método de determinação do calor pelo programa computacional, faremos:

$$w_F = 0,10.F$$

$$w_Q = 0,10.Q$$

B.3.4 Estimativa das incertezas dos parâmetros tabelados

Este tipo de incerteza é considerado pelo fato de ter sido feita uma regressão linear para traçar os gráficos da variação destas grandezas com relação a temperatura num intervalo que abrange as temperaturas medidas. Assim, faremos:

$$w_{Pr} = 0,01.Pr$$

$$w_{k_i} = 0,01.k_i \quad (i = 1, 2, g)$$

$$w_{c_i} = 0,01.c_i \quad (i = v, p)$$

B.3.5 Determinação das incertezas dependentes de valores físicos

Como exemplo, será utilizado os valores para o caso de fechamento por parafusos, potência dissipada de 2,0 W/placa e para a interface blindagem-porta, (1-2) apresentados nas Tabelas e Figuras do Capítulo 4:

Parâmetros independentes

$$H = 12430.10^6 \text{ N/m}^2 \quad (\text{Tab. 4.9})$$

$$l = 54,5.10^{-3} \text{ m} \quad (\text{Fig. 4.3})$$

$$h = 0,6.10^{-3} \text{ m} \quad (\text{Fig. 4.3})$$

$$m_1 = 0,27 \quad (\text{Tab. 4.9})$$

$$m_2 = 0,50 \quad (\text{Tab. 4.9})$$

$$Q = 0,395 \text{ W} \quad (\text{Tab. 4.7})$$

$$T_1 = 67,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{Tab. 4.5})$$

$$T_2 = 61,8 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{Tab. 4.5})$$

$$T_{amb} = 35,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{Tab. 4.10})$$

$$\eta_1 = 0,8 \quad (\text{Tab. 4.9})$$

$$\begin{aligned}\eta_2 &= 0,9 && \text{(Tab. 4.9)} \\ \sigma_1 &= 1,85 \cdot 10^{-6} \text{ m} && \text{(Tab. 4.9)} \\ \sigma_2 &= 3,50 \cdot 10^{-6} \text{ m} && \text{(Tab. 4.9)}\end{aligned}$$

Parâmetros dependentes

$$\begin{aligned}A_a &= 32,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 && \text{(Eq. B.34)} \\ c_p &= 1,0082 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} && \text{(Fig. 4.10)} \\ c_v &= 0,7210 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} && \text{(Fig. 4.10)} \\ k_1 &= 45,74 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C} && \text{(Fig. 4.9)} \\ k_2 &= 210,96 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C} && \text{(Fig. 4.9)} \\ k_g &= 0,0291 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C} && \text{(Fig. 4.10)} \\ k_{mh} &= 75,18 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C} && \text{(Eq. B.44)} \\ m &= 0,57 && \text{(Eq. B.32)} \\ M &= 0,0805 && \text{(Eq. B.63)} \\ P_a &= 957 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2 && \text{(Eq. B.39)} \\ Pr &= 0,698 && \text{(Fig. 4.10)} \\ \Delta T &= 5,6 \text{ } ^\circ\text{C} && \text{(Eq. B.7)} \\ T_m &= 64,6 \text{ } ^\circ\text{C} && \text{(Eq. B.91)} \\ \sigma &= 3,96 \cdot 10^{-6} \text{ m} && \text{(Eq. B.27)} \\ \eta &= 2,722 && \text{(Eq. B.70)} \\ \epsilon &= 1,671 && \text{(Eq. B.75)} \\ \gamma &= 1,398 && \text{(Eq. B.80)} \\ \Lambda &= 7,01 \cdot 10^{-8} \text{ m} && \text{(Eq. B.86)} \\ Y &= 15,184 \cdot 10^{-6} \text{ m} && \text{(Eq. B.57)} \\ R_f &= 16,29 \text{ } ^\circ\text{C/W} && \text{(Eq. B.49)} \\ R_c &= 18,29 \text{ } ^\circ\text{C/W} && \text{(Eq. B.18)} \\ R_{exp} &= 8,61 \text{ } ^\circ\text{C/W} && \text{(Eq. B.13)} \\ R_{def} &= 14,17 \text{ } ^\circ\text{C/W} && \text{(Eq. B.2)}\end{aligned}$$

Substituindo estes valores nas equações apresentadas na seção anterior podemos determinar as seguintes incertezas:

Incertezas calculadas

w_{η}/η	= 0,12290	(Eq. B.74)
w_{ϵ}/ϵ	= 0,03128	(Eq. B.79)
w_{γ}/γ	= 0,01398	(Eq. B.84)
w_{Λ}/Λ	= 0,00305	(Eq. B.95)
w_M/M	= 0,01053	(Eq. B.96)
w_Y/Y	= 0,04170	(Eq. B.62)
w_{σ}/σ	= 0,04055	(Eq. B.31)
w_{A_a}/A_a	= 0,00707	(Eq. B.38)
w_{P_a}/P_a	= 0,10025	(Eq. B.43)
$w_{k_{mh}}/k_{mh}$	= 0,00841	(Eq. B.48)
w_m/m	= 0,08010	(Eq. B.33)
w_{R_c}/R_c	= 0,13510	(Eq. B.26)
w_{R_f}/R_f	= 0,04274	(Eq. B.56)

B.3.6 Determinação das incertezas no cálculo da R.T.C.

Da equação B.12, temos : $w_{R_{def}}/R_{def} = 10,31 \%$

Da equação B.17, temos : $w_{R_{exp}}/R_{exp} = 9,78 \%$

Observação: Esses valores foram obtidos para o fechamento por meio de parafusos, com uma potência dissipada de 2,0 W/placa e para a interface blindagem-porta, e utilizando os valores dos itens anteriores; para outras situações devemos obter valores diferentes destes.

Apêndice C

Análise da Penetração da Convecção Natural em uma Cavidade Lateral

C.1 Introdução

Considere uma cavidade lateral de comprimento L e altura h mostrada na Figura C.1. A temperatura das paredes sólidas são mantidas a T_1 , enquanto a temperatura do reservatório de fluido que se comunica com a cavidade é mantido a T_2 , com $T_1 > T_2$.

Se o fluido expande com aquecimento isobárico, o fluido da cavidade se tornará mais leve e penetrará dentro do reservatório adjacente. Ao mesmo tempo, o fluido frio do reservatório penetrará dentro da cavidade substituindo o fluido quente que sai.

Assim, ocorre um fluxo de calor na cavidade que é, por um lado, acelerado pela diferença de temperatura entre a cavidade e o reservatório e, por outro lado, retardado pela fricção nas paredes.

Com isso, a profundidade de penetração do fluido do reservatório fica limitada. A formulação apresentada a seguir permitirá o estabelecimento deste limite de penetração.

C.2 Formulação

A profundidade de penetração (Le) é proporcional à altura da cavidade (h) e a raiz quadrada do número de Rayleigh (Ra) dividido pelo ponto de mínimo do perfil adimensional de temperatura (ς_{min}) [40]:

$$Le = h \cdot \left(\frac{Ra}{-\varsigma_{min}} \right)^{0.5} \quad (C.1)$$

Onde, Ra é baseado na diferença de temperatura entre a cavidade e o reservatório (ΔT) e na altura da cavidade (h), sendo também função das propriedades termofísicas do ar no interior da cavidade (coeficiente de expansão térmica (β), difusividade térmica (α) e viscosidade cinemática (ν)) e da aceleração gravitacional (g) [40]:

$$Ra = \left(\frac{\beta \cdot g \cdot h^3 \cdot \Delta T}{\alpha \cdot \nu} \right) \quad (C.2)$$

e, ς_{min} depende diretamente do número de Prandtl (Pr) que neste caso esta em torno de 0.7, sendo utilizado então $\varsigma_{min} = -1119,5$ [40].

C.3 Hipóteses

Para que se possa fazer uso da formulação apresentada acima na cavidade térmica da M.V.P. no caso do sub-bastidor sem porta, terão que ser feitas algumas hipóteses:

- Cavidade lateral bi-dimensional;
- Características geométricas: $h \ll L$;
- Paredes isoladas e
- Temperatura uniformemente distribuída nas paredes.

C.4 Aplicação

Para estudo da profundidade de penetração do ar na cavidade da M.V.P. foi necessário a determinação dos seguintes parâmetros:

Temperatura das Superfícies

A temperatura T_1 será dada pela média aritmética entre as temperaturas da placa de circuito impresso e a blindagem magnética, que foram medidas experimentalmente ao longo das superfícies, e considerada como uniformemente distribuída:

$$T_1 = \frac{T_{pla} + T_{bli}}{2} \quad (C.3)$$

Temperatura do Ar

A temperatura do ar interno na cavidade foi medida experimentalmente ao longo da cavidade, na altura média entre o componente e a blindagem, e será tomada como sendo igual a média aritmética entre as temperaturas medidas.

Não será levado em conta o efeito da superposição das cavidades que formam um sub-bastidor, sendo a temperatura T_2 considerada como a temperatura ambiente medida por um termopar próximo da coluna e na mesma altura da cavidade em estudo.

Propriedades Termofísicas do Ar

As propriedades termofísicas do ar interno, mais especificamente o coeficiente de expansão térmica (β), a difusividade térmica (α) e a viscosidade cinemática (ν), em função da temperatura, também foram obtidas a partir de tabelas [38].

Características Geométricas

As características geométricas, mais especificamente, o comprimento (L) e a altura (h) da cavidade foram medidos diretamente por meio de um paquímetro.

C.5 Resultados

A Figura C.2 mostra a profundidade de penetração (Le) com relação ao comprimento da cavidade (L), em função da potência dissipada por placa, para o sistema aberto (sem porta).

C.6 Comentários e Conclusões

Verifica-se que a profundidade de penetração do ar na cavidade é diretamente proporcional à potência dissipada, ou seja, a medida que se aumenta a potência dissipada, o ar penetra mais profundamente na cavidade, isso para que haja o estabelecimento de um regime permanente de operação.

Nota-se, no entanto, que o ar externo não chega a atingir o componente mais crítico que está localizado na região central da placa, para que isso fosse possível teríamos que ter $Le/L = 0.5$.

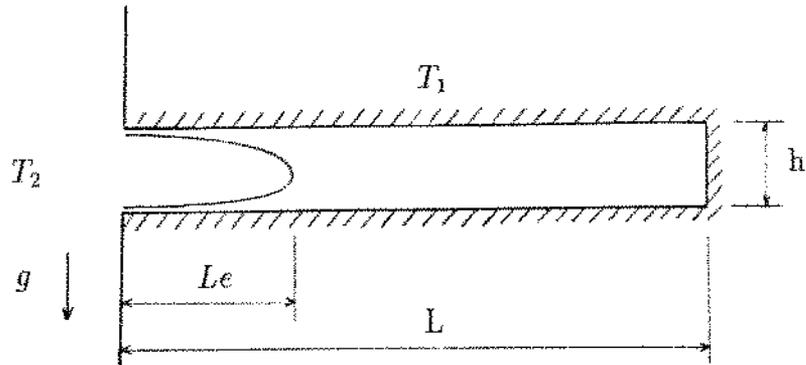


Figura C.1: Representação esquemática de uma cavidade lateral (com dimensões, condições de contorno e profundidade de penetração).

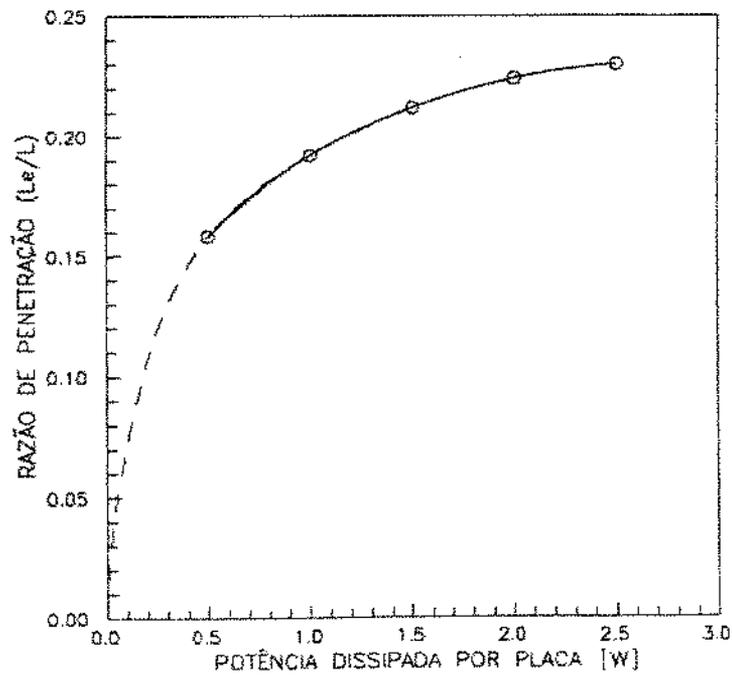


Figura C.2: Razão de penetração em função da potência dissipada por placa.