



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ALUNO: FREDERICO ROMAGNOLI DA SILVEIRA LIMA

NÚMERO DE MATRÍCULA: 5962953-X

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos

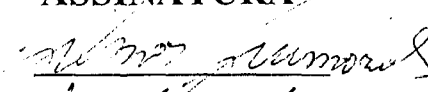
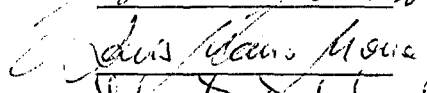

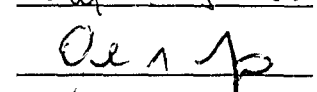
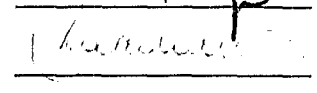
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA: NÍVEL DOUTORADO

TÍTULO DA TESE:

“Modelagem Tridimensional de Problemas Inversos em Condução de Calor: Aplicação em Processos de Usinagem”

ORIENTADOR: Prof. Dr. Gilmar Guimarães

A Tese foi **APROVADA** em reunião pública, realizada no Anfiteatro do Bloco 1X, do Campus Santa Mônica, em 15 de março de 2001, às 8:00 horas, com a seguinte Banca Examinadora:

NOME		ASSINATURA
Gilmar Guimarães, Prof. Dr.	UFU	
Luis Mauro Moura, Prof. Dr.	PUC/PR	
Helcio Rangel B. Orlande, Prof. Dr.	COPPE/UFRJ	
Orosimbo Andrade Almeida Rego, Prof. Dr.	UFU	
Álisson Rocha Machado, Prof. Dr.	UFU	

Uberlândia, 15 de março de 2001.

Dedico este trabalho à minha esposa
Márcia, aos meus pais **Elias e Rosa** e
aos meus irmãos **Ercília e Isac**.

Agradecimentos

Ao Prof. Gilmar Guimarães, pela orientação, paciência, amizade e confiança depositada na condução deste trabalho.

Ao amigo Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva pelo convívio e apoio técnico.

Aos amigos do LTCM e colegas do curso de Pós-graduação.

Aos alunos de iniciação científica Valério e Solidônio.

Aos colaboradores do LEPU para a realização dos testes experimentais.

Ao Sr. João, Dona Maria e aos meus cunhados e cunhadas que sempre me apoiaram.

À CAPES pelo apoio financeiro, através da concessão da bolsa de estudo.

Ao CNPq através do projeto 523122/95-0.

À FAPEMIG em referência ao processo TEC 130495.

“Há, verdadeiramente, duas coisas diferentes: saber e crer que se sabe. A ciência consiste em saber, em crer que se sabe está a ignorância”.

Hipócrates – Médico Grego (460-377 a.C).

Sumário

Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xvi
Lista de Símbolos	xviii
Resumo	xxii
Abstract.....	xxiii
 Capítulo I – Introdução.....	 1
 Capítulo II – Revisão Bibliográfica	 5
2.1 – Introdução	5
2.2 – Temperatura de Corte	5
2.3 – Métodos para Obtenção da Temperatura Corte	7
2.3.1 – Método do Termopar Ferramenta-Peça	7
2.3.2 – Medição da Temperatura Através da Radiação Térmica.....	9
2.3.3 – Termopares Implantados.....	9
2.3.4 – Soluções Analíticas e Numéricas	10
2.3.4.1 – Soluções Analíticas	10
2.3.4.2 – Método de Diferenças Finitas	12
2.3.4.3 – Método de Elementos Finitos	12
2.3.4.4 – Método de Elementos de Contorno	13
2.3.4.5 – Problemas Inversos em Condução de Calor.....	13
2.4 – Técnicas de Problemas Inversos em Condução de Calor.....	14
2.4.1 – Método do Gradiente Conjugado e da Equação Adjunta.....	18

Capítulo III – Fundamentos Teóricos	22
3.1 – Introdução	22
3.2 – Problema Direto	23
3.3 – Problema de Sensibilidade	24
3.4 – Problema Adjunto	26
3.5 – Equação Gradiente	35
3.6 – Método do Gradiente Conjugado de Minimização	36
3.7 – Critério de Parada	38
3.8 – Algoritmo Computacional	40
 Capítulo IV – Análise de Sensibilidade	41
4.1 – Introdução	41
4.2 – Influência do Número de Fourier	41
4.2.1 – Simulação Numérica Unidimensional	43
4.2.2 – Influência da Difusividade Térmica	44
4.2.3 – Influência do Tempo Final de Medição	45
4.2.4 – Influência da Dimensão Espacial	46
4.3 – Simulação Numérica Tridimensional	47
4.3.1 – Influência do Número de Fourier	52
4.3.2 – Influência do Intervalo de Tempo entre Medições e do Número de Medições	53
4.3.3 – Influência do Número de Termopares	54
4.3.4 – Influência dos Prováveis Erros Existentes nos Sinais dos Termopares	56
4.3.5 – Influência da Forma Funcional do Fluxo Estimado	57
4.3.6 – Influência da Grandeza do Fluxo de Calor Estimado	60
4.3.7 – Influência do Número de Iterações	62
4.3.8 – Influência do Tamanho da Malha Numérica	63
4.3.9 – Influência das Condições de Contorno	64
4.3.10 – Influência das Propriedades Térmicas	66
4.4 – Conclusões	68
 Capítulo V – Validação do Algoritmo Inverso Através de Sua Aplicação em Problemas Experimentais Controlados 1D e 3D	70
5.1 – Introdução	70
5.2 – Procedimento Experimental Controlado	70
5.2.1 – Análise Unidimensional	72
5.2.2 – Análise Tridimensional	80

Capítulo VI – Procedimento e Resultados Experimentais	84
6.1 – Introdução	84
6.2 – Bancada Experimental.....	84
6.3 – Testes Experimentais	85
6.4 – Área Sujeita ao Fluxo de Calor e Posicionamento dos Termopares	88
6.5 – Resultados.....	90
 Capítulo VII – Análise de Erros	104
7.1 – Introdução	104
7.2 – Incerteza do Modelo Teórico	104
7.2.1 – Incerteza Devido à Geometria da Ferramenta.....	105
7.2.2 – Incerteza Devido ao Uso de Propriedades Térmicas Diferentes das Reais	105
7.2.3 – Incerteza na Determinação da Área de Contato.....	108
7.2.4 – Incerteza na Determinação das Condições de Contorno.....	110
7.3 – Incerteza na Medição da Temperatura.....	114
7.4 – Incerteza dos Erros Numéricos.....	114
7.5 – Conclusões.....	115
 Capítulo VIII – Conclusões	116
 Referências Bibliográficas	120
 Anexo I: Método de Volumes Finitos – Malha Irregular – Formulação Implícita ...	128
 Anexo II: Integração Numérica Tridimensional – Método de Simpson	134
 ANEXO III: Gra3d 1.0 – Software de Solução de Problemas Inversos em Condução de Calor Tridimensional	137
A3.1 – Introdução.....	137

A3.2 – Funcionamento do Programa	138
<i>A3.2.1 – Configuração Mínima</i>	<i>138</i>
<i>A3.2.2 – Opções de Uso</i>	<i>139</i>
<i>A3.2.3 – Entrada de Parâmetros</i>	<i>140</i>
A3.2.3.1 – Pasta “Volume de Controle”	141
A3.2.3.2 – Pasta “Região com Fluxo de Calor”	141
A3.2.3.3 – Pasta “Posição dos Termopares na Malha”	142
A3.2.3.4 – Pasta “Dimensões da Amostra”	142
A3.2.3.5 – Pasta “Condições de Contorno”	143
A3.2.3.6 – Pasta “Propriedades Térmicas”	143
A3.2.3.7 – Pasta “Distribuição Temporal”	144
A3.2.3.8 – Sub-janela “Verificando Número de Fourier”	145
<i>A3.2.4 – Confirmando Dados</i>	<i>145</i>
<i>A3.2.5 – Executando Cálculos</i>	<i>146</i>
<i>A3.2.6 – Resultados</i>	<i>147</i>
A3.4 – Cópias e Atualizações	149
 ANEXO IV: Parâmetros de Entrada – Dados Experimentais	 150

Lista de Figuras

Figura 2.1 – Zonas de geração de calor num processo de usinagem por torneamento.....	7
Figura 2.2 – Esquema para medição da temperatura de corte usando o método do termopar ferramenta-peça.....	8
Figura 2.3 – Aparato experimental para medição das temperaturas de corte, Lin <i>et al.</i> (1992). .	9
Figura 2.4 – Aparato experimental para medição da temperatura da ferramenta de corte com inserção de termopar, Melo (1998).	10
Figura 3.1 – Problema térmico tridimensional.	23
Figura 3.2 – Comportamento de $\lambda(x,y,z,\tau)$, $T_m(t)$ e $Y_m(t)$ em função do tempo.	35
Figura 3.3 – Minimização do funcional em função da iteração.	38
Figura 3.4 – Aplicação do princípio da discrepância.	39
Figura 4.1 – Amostra simulada para um problema térmico unidimensional.....	42
Figura 4.2 – Influência da difusividade térmica na evolução da incerteza.	44
Figura 4.3 – Influência do tempo final de medição na evolução da incerteza, $\Delta t = 0,05s$	45
Figura 4.4 – Influência do tempo final de medição na evolução da incerteza, $\Delta t = 0,25s$	46
Figura 4.5 – Influência da dimensão espacial na evolução da incerteza, $\Delta t = 0,25s$	47
Figura 4.6 – Simulação do problema térmico tridimensional.	48
Figura 4.7 – Malha numérica, região com fluxo e posicionamento dos termopares: (a) metal duro (b) cerâmica.....	49
Figura 4.8 – Influência do número de Fourier: (a) metal duro (b) cerâmica.	53
Figura 4.9 – Influência do intervalo de tempo entre medições e número de medições: (a) metal duro (b) cerâmica.	54
Figura 4.10 – Influência do número de termopares: (a) metal duro (b) cerâmica.....	55
Figura 4.11 – Influência dos prováveis erros existentes nos sinais dos termopares: (a) metal duro (b) cerâmica.....	57

Figura 4.12 – Influência da forma funcional do fluxo de calor estimado, fluxo constante: (a) metal duro (b) cerâmica.	58
Figura 4.13 – Influência da forma funcional do fluxo de calor, fluxo linear: (a) metal duro (b) cerâmica.	59
Figura 4.14 – Influência da forma funcional do fluxo de calor, fluxo parabólico: (a) metal duro (b) cerâmica.	60
Figura 4.15 – Influência da forma funcional do fluxo de calor, fluxo tipo pulso: (a) metal duro (b) cerâmica.	60
Figura 4.16 – Influência da grandeza do fluxo de calor: (a) metal duro (b) cerâmica.	61
Figura 4.17 – Influência do número de iterações: (a) metal duro (b) cerâmica.	63
Figura 4.18 – Influência do tamanho da malha numérica na direção x : (a) metal duro (b) cerâmica.	64
Figura 4.19 – Influência das condições de contorno ($h_{1,3,5}$): (a) metal duro (b) cerâmica.	65
Figura 4.20 – Influência das condições de contorno ($h_{2,4,6}$): (a) metal duro (b) cerâmica.	66
Figura 4.21 – Influência das propriedades térmicas: (a) metal duro (b) cerâmica.	67
Figura 5.1 – Aparato experimental: (a) análise unidimensional (b) análise tridimensional.	71
Figura 5.2 – Detalhamento da montagem experimental para a análise unidimensional.	73
Figura 5.3 – Problema térmico unidimensional – Fluxo de calor imposto, $q(t)$	73
Figura 5.4 – Teste A, fluxo de calor experimental e estimado.	75
Figura 5.5 – Teste A: (a) comparação entre temperatura experimental e temperatura calculada com fluxo experimental (b) resíduo temporal.	76
Figura 5.6 – Teste A: (a) comparação entre temperatura experimental e temperatura calculada com fluxo estimado (b) resíduo temporal.	77
Figura 5.7 – Teste B, fluxo de calor experimental e estimado.	78
Figura 5.8 – Teste B: (a) comparação entre temperatura experimental e temperatura calculada com fluxo experimental (b) resíduo temporal.	79
Figura 5.9 – Teste B: (a) comparação entre temperatura experimental e temperatura calculada com fluxo estimado (b) resíduo temporal.	79
Figura 5.10 – Detalhamento da montagem experimental para a análise tridimensional.	80
Figura 5.11 – Teste C, fluxo de calor experimental e estimado.	81

Figura 5.12 – Teste D, fluxo de calor experimental e estimado.....	82
Figura 5.13 – Teste E, fluxo de calor experimental e estimado.	82
Figura 6.1 – Esquema ilustrativo do aparato experimental.	85
Figura 6.2 – Identificação dos testes experimentais de usinagem.....	86
Figura 6.3 – Malha numérica, área sujeita ao fluxo de calor e posicionamento dos termopares para os testes 1MA, 1MB e 1MC.	89
Figura 6.4 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MA, 2MA, 3MA) (b) cerâmica (1CA, 2CA, 3CA).	91
Figura 6.5 – Temperatura estimada na área de contato cavaco-ferramenta para o teste 1MA: (a) $k = 1$ ($z \approx 0,0\text{mm}$) (b) $k = 2$ ($z = 0,318\text{mm}$) (c) $k = 3$ ($z = 0,636\text{mm}$).	92
Figura 6.6 – Distribuição espacial da temperatura na superfície da ferramenta de metal duro para o teste 1MA, em $x = 0$ e $t = 4,7$	92
Figura 6.7 – Teste 1MA: (a) comparação entre temperatura experimental e temperatura calculada (b) resíduo temporal.	93
Figura 6.8 – Temperatura estimada na área de contato para o teste 1CA: (a) $k = 1$ ($z \approx 0,0\text{mm}$) (b) $k = 2$ ($z = 0,318\text{mm}$) (c) $k = 3$ ($z = 0,636\text{mm}$).	94
Figura 6.9 – Distribuição espacial da temperatura na superfície da ferramenta de metal duro para o teste 1CA, em $x = 0$ e $t = 4,7$	95
Figura 6.10 – Teste 1CA: (a) comparação entre temperatura experimental e temperatura calculada (b) resíduo temporal.....	95
Figura 6.11 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MB, 2MB, 3MB) (b) cerâmica (1CB, 2CB, 3CB).	96
Figura 6.12 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MC, 2MC, 3MC) (b) cerâmica (1CC, 2CC, 3CC).	96
Figura 6.13 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MD, 2MD, 3MD) (b) cerâmica (1CD, 2CD, 3CD).	97
Figura 6.14 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1ME, 2ME, 3ME) (b) cerâmica (1CE, 2CE, 3CE).	97
Figura 6.15 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MF, 2MF, 3MF) (b) cerâmica (1CF, 2CF, 3CF).	98

Figura 6.16 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MG, 2MG, 3MG) (b) cerâmica (1CG, 2CG, 3CG).	98
Figura 6.17 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MH, 2MH, 3MH) (b) cerâmica (2CH, 3CH).	99
Figura 6.18 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MI, 2MI, 3MI) (b) cerâmica (1CI, 2CI, 3CI).	99
Figura 6.19 – Taxa transferência de calor estimada variando-se a velocidade de corte: (a) metal duro (b) cerâmica.	100
Figura 6.20 – Temperatura estimada na área de contato cavaco-ferramenta com a variação da velocidade de corte: (a) metal duro (b) cerâmica.	100
Figura 6.21 – Taxa transferência de calor estimada variando-se o avanço (a) metal duro (1MJ, 2MJ, 3MJ) (b) cerâmica (1CJ, 2CJ, 3CJ).	101
Figura 6.22 – Temperatura estimada na área de contato cavaco-ferramenta com a variação do avanço: (a) metal duro (1MJ, 2MJ, 3MJ) (b) cerâmica (1CJ, 2CJ, 3CJ).	101
Figura 6.23 – Taxa transferência de calor estimada variando-se a profundidade de corte: (a) metal duro (1MK, 2MK, 3MK) (b) cerâmica (1CK, 2CK, 3CK).	102
Figura 6.24 – Temperatura estimada na área de contato cavaco-ferramenta com a variação da profundidade de corte: (a) metal duro (1MK, 2MK, 3MK) (b) cerâmica (1CK, 2CK, 3CK).	102
Figura 7.1 – Geometria da ferramenta de corte, detalhe do raio de ponta.	105
Figura 7.2 – Incerteza no uso de propriedades térmicas diferentes das reais.	106
Figura 7.3 – Variação da condutividade térmica como função da temperatura para o aço inoxidável AISI 304, segundo Incropera & De Witt (1998).	107
Figura 7.4 – Incerteza na determinação da área de contato.	109
Figura 7.5 – Condições de contorno da ferramenta no problema de usinagem.	110
Figura 7.6 – Incerteza na determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção nas faces 1, 3 e 5: (a) teste 1MA, metal duro (b) teste 1CA, cerâmica.	111
Figura 7.7 – Esquema do conjunto ferramenta/porta-ferramenta.	111
Figura 7.8 – Cálculo do coeficiente global de transferência de calor: (a) direção x, camada de ar (b) direção x, chapa de aço (c) direção y (d) direção z.	113
Figura A1.1 – Malha numérica tridimensional.	128

Figura A1.2 – Volume de controle interno.	129
Figura A1.3 – Volume de controle na fronteira sujeito a convecção nas duas faces externas.	131
Figura A1.4 – Condição de contorno no volume de controle na fronteira: (a) fluxo de calor (b) convecção.....	132
Figura A2.1 – Representação gráfica da função $f(x, y, z)$	134
Figura A3.1 – Janela de informações gerais sobre o programa GRAD3D 1.0.....	139
Figura A3.2 – Janela de apresentação do programa GRAD3D 1.0.	139
Figura A3.3 – Janela de entrada de parâmetros. Opção de importar dados externos.	140
Figura A3.4 – Pasta “Volume de Controle”.....	141
Figura A3.5 – Pasta “Região com fluxo de calor”.....	141
Figura A3.6 – Pasta “Posições dos termopares na malha”.....	142
Figura A3.7 – Pasta “Dimensões da Amostra”.....	142
Figura A3.8 – Pasta “Condições de contorno”.....	143
Figura A3.9 – Pasta “Propriedades térmicas”.....	143
Figura A3.10 – Pasta “Distribuição temporal”.....	144
Figura A3.11 – Sub-janela “Verificando número de Fourier”.	145
Figura A3.12 – Sub-janela para confirmação de dados.....	145
Figura A3.13 – Temperatura simulada: (a) arquivo de dados (b) saída gráfica.	146
Figura A3.14 – Sub-janela “Executando”.....	147
Figura A3.15 – Taxa transferência de calor estimada (a) arquivo de dados (b) gráfico.	148
Figura A3.16 – Temperatura estimada na face superior da amostra.....	148
Figura A3.17 – Resumo dos parâmetros de entrada.....	148
Figura A4.1 – Posicionamento dos termopares, coordenadas y e z.....	150
Figura A4.2 – Temperatura experimental dos testes 1MA, 2MA, 3MA medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	151
Figura A4.3 – Temperatura experimental dos testes 1MB, 2MB, 3MB medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	152

Figura A4.4 – Temperatura experimental dos testes 1MC, 2MC, 3MC medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	153
Figura A4.5 – Temperatura experimental dos testes 1MD, 2MD, 3MD medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	154
Figura A4.6 – Temperatura experimental dos testes 1ME, 2ME, 3ME medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	155
Figura A4.7 – Temperatura experimental dos testes 1MF, 2MF, 3MF medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	156
Figura A4.8 – Temperatura experimental dos testes 1MG, 2MG, 3MG medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	157
Figura A4.9 – Temperatura experimental dos testes 1MH, 2MH, 3MH medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	158
Figura A4.10 – Temperatura experimental dos testes 1MI, 2MI, 3MI medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	159
Figura A4.11 – Temperatura experimental dos testes 1MJ, 2MJ, 3MJ medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	160
Figura A4.12 – Temperatura experimental dos testes 1MK, 2MK, 3MK medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	161
Figura A4.13 – Temperatura experimental dos testes 1CA, 2CA, 3CA medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	162
Figura A4.14 – Temperatura experimental dos testes 1CB, 2CB, 3CB medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	163
Figura A4.15 – Temperatura experimental dos testes 1CC, 2CC, 3CC medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	164
Figura A4.16 – Temperatura experimental dos testes 1CD, 2CD, 3CD medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	165
Figura A4.17 – Temperatura experimental dos testes 1CE, 2CE, 3CE medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	166
Figura A4.18 – Temperatura experimental dos testes 1CF, 2CF, 3CF medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.....	167

Figura A4.19 – Temperatura experimental dos testes 1CG, 2CG, 3CG medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.	168
Figura A4.20 – Temperatura experimental dos testes 1CH, 2CH, 3CH medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.	169
Figura A4.21 – Temperatura experimental dos testes 1CI, 2CI, 3CI medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.	170
Figura A4.22 – Temperatura experimental dos testes 1CJ, 2CJ, 3CJ medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.	171
Figura A4.23 – Temperatura experimental dos testes 1CK, 2CK, 3CK medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.	172

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 – Propriedades térmicas das amostras simuladas.....	44
Tabela 4.2 – Dados de entrada para a simulação numérica.....	51
Tabela 4.3 – Influência do número de Fourier.....	52
Tabela 4.4 – Influência do intervalo de tempo entre medições e do número de medições.....	54
Tabela 4.5 – Influência do número de termopares.....	55
Tabela 4.6 – Influência dos prováveis erros existentes nos sinais dos termopares.....	57
Tabela 4.7 – Influência da forma funcional do fluxo de calor estimado.....	58
Tabela 4.8 – Influência da grandeza do fluxo de calor.....	61
Tabela 4.9 – Influência do número de iterações.....	62
Tabela 4.10 – Influência do tamanho da malha numérica na direção x	64
Tabela 4.11 – Influência das condições de contorno.....	65
Tabela 4.12 – Influência das propriedades térmicas.....	67
Tabela 5.1 – Tempo de aquecimento e erro integral relativo.....	81
Tabela 6.1 – Identificação dos testes experimentais de usinagem.....	87
Tabela 6.2 – Identificação e coordenadas dos termopares na malha numérica.....	90
Tabela 7.1 – Dimensões da área de contato.....	108
Tabela A4.1 – Coordenadas dos termopares medidas experimentalmente.....	150
Tabela A4.2 – Dados de entrada para os testes 1MA, 2MA, 3MA.....	151
Tabela A4.3 – Dados de entrada para os testes 1MB, 2MB, 3MB.....	152
Tabela A4.4 – Dados de entrada para os testes 1MC, 2MC, 3MC.....	153
Tabela A4.5 – Dados de entrada para os testes 1MD, 2MD, 3MD.....	154
Tabela A4.6 – Dados de entrada para os testes 1ME, 2ME, 3ME.....	155
Tabela A4.7 – Dados de entrada para os testes 1MF, 2MF, 3MF.....	156
Tabela A4.8 – Dados de entrada para os testes 1MG, 2MG, 3MG.....	157

Tabela A4.9 – Dados de entrada para os testes 1MH, 2MH, 3MH.....	158
Tabela A4.10 – Dados de entrada para os testes 1MI, 2MI, 3MI.....	159
Tabela A4.11 – Dados de entrada para os testes 1MJ, 2MJ, 3MJ.....	160
Tabela A4.12 – Dados de entrada para os testes 1MK, 2MK, 3MK.....	161
Tabela A4.13 – Dados de entrada para os testes 1CA, 2CA, 3CA.....	162
Tabela A4.14 – Dados de entrada para os testes 1CB, 2CB, 3CB.....	163
Tabela A4.15 – Dados de entrada para os testes 1CC, 2CC, 3CC.....	164
Tabela A4.16 – Dados de entrada para os testes 1CD, 2CD, 3CD.....	165
Tabela A4.17 – Dados de entrada para os testes 1CE, 2CE, 3CE.....	166
Tabela A4.18 – Dados de entrada para os testes 1CF, 2CF, 3CF.....	167
Tabela A4.19 – Dados de entrada para os testes 1CG, 2CG, 3CG.....	168
Tabela A4.20 – Dados de entrada para os testes 1CH, 2CH, 3CH.....	169
Tabela A4.21 – Dados de entrada para os testes 1CI, 2CI, 3CI.....	170
Tabela A4.22 – Dados de entrada para os testes 1CJ, 2CJ, 3CJ.....	171
Tabela A4.23 – Dados de entrada para os testes 1CK, 2CK, 3CK.....	172

Lista de Símbolos

Letras Latinas

		Unidades
a	Comprimento da ferramenta na direção x (espessura)	m
a_p	Profundidade de corte	mm
b	Comprimento da ferramenta na direção y	m
c	Comprimento da ferramenta na direção z	m
d	Intervalo entre componentes para integração numérica	
d_r	Diâmetro final da amostra (peça)	mm
d_i	Diâmetro inicial da amostra (peça)	mm
$disty_j$	Distância calculada do centro do volume de controle j à extremidade da ferramenta na direção y	m
$distz_k$	Distância calculada do centro do volume de controle k à extremidade da ferramenta na direção z	m
dt	Incremento infinitesimal no tempo t	s
dx	Incremento infinitesimal na direção x	m
dy	Incremento infinitesimal na direção y	m
dz	Incremento infinitesimal na direção z	m
$e(t)$	Resíduo temporal entre a temperatura calculada e a temperatura experimental	°C
$e_{Int. Rel.}$	Erro integral relativo entre o calor total imposto e o calor total estimado	%
f	Avanço da ferramenta	mm
F_c	Força de corte	N
F_0	Número de Fourier	
$h_{1...6}$	Coefficiente de transferência de calor por convecção nas seis faces da ferramenta	W/m²K
i	Índice referente à direção x	
j	Índice referente à direção y , coordenada do volume de controle	
J	Funcional	
J'	Gradiente do funcional	
k	Índice referente à direção z , coordenada do volume de controle	

k	Condutividade térmica	W/mK
L	Comprimento usinado	mm
m	Índice que denota o número de medições	
M	Número total de termopares	
n	Índice que denota o número de iterações	
N	Número total de iterações	
n_{med}	Número total de medições	
n_r	Número de rotações do torno mecânico	rpm
P	Direção descendente	
P_m	Taxa de energia consumida durante o corte	W
q	Fluxo de calor	W/m ²
$Q_{est}(t)$	Taxa transferência de calor estimada para amostra simulada no instante t	W
$q_{estimado}$	Fluxo de calor estimado	W/m ²
q_{exato}	Fluxo de calor exato (imposto na simulação numérica)	W/m ²
$Q_{exp}(t)$	Taxa de transferência de calor imposta à amostra simulada no instante t	W
R	Região que representa o domínio espacial da ferramenta	
R_t	Resistência térmica	mK/W
S_1	Área sujeita ao fluxo de calor na face superior da ferramenta	m ²
S_2	Área sujeita à convecção na face superior da ferramenta	m ²
t	Variável temporal	s
T	Temperatura	°C
T_{∞}	Temperatura ambiente	°C
T_0	Temperatura inicial	°C
T_{calc}	Temperatura calculada em função do fluxo de calor experimental ou do fluxo de calor estimado	°C
t_m	Valor calculado para o tempo na medição de índice m	s
t_f	Tempo final	s
UA	Coeficiente global de transferência de calor	W/m ² K
V_c	Velocidade de corte	m/s ou m/min
V_r	Velocidade de avanço	mm/min
VR	Valor de referência, constante arbitrada para determinar a grandeza do fluxo de calor exato	
x	Direção axial	
x	Variável espacial na direção x	m

y	Direção axial	
y	Variável espacial na direção y	
Y	Temperatura experimental	m
y_H	Comprimento da região da ferramenta sujeita a fluxo de calor na direção y	°C
y_j	Coordenada do volume de controle na direção y	m
z	Direção Axial	
z	Variável espacial na direção z	
z_H	Comprimento a região da ferramenta sujeita a fluxo de calor na direção z	m
z_k	Coordenada do volume de controle na direção z	m

Letras Gregas

		Unidades
α	Difusividade térmica	m^2/s
α_0	Ângulo de folga	
β	Tamanho do passo	
χ_0	Ângulo de posição	
γ	Coeficiente conjugado ou de conjugação	
γ_0	Ângulo de saída	
σ	Desvio padrão entre o calor total imposto e o calor total estimado	W
λ	Solução do problema adjunto	
λ_0	Ângulo de inclinação	
τ	Variável temporal auxiliar	s
ξ	Incerteza entre fluxo de calor imposto e fluxo de calor estimado	%
ε	Valor pseudoaleatório usado para simular erros nos sinais de temperatura	°C
$\delta(u)$	Delta de Dirac aplicado à variável u	
ε_1	Critério de parada do processo iterativo, número arbitrário	
ε_2	Critério de parada do processo iterativo, princípio da discrepância	
Φ_c	Parcela de energia que flui para o cavaco	W
Φ_f	Parcela de energia que flui para a ferramenta	W

ΔJ	Varição do funcional	
Φ_p	Parcela de energia que flui para a peça	W
Δq	Excitação do problema de sensibilidade	W/m ²
Δt	Intervalo de tempo entre medições	s
ΔT	Solução do problema de sensibilidade	

LIMA, F. R. S., 2001, "Modelagem Tridimensional de Problemas Inversos em Condução de Calor: Aplicação em Problemas de Usinagem", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Resumo

O objetivo deste trabalho é propor uma metodologia para a obtenção da distribuição da temperatura na superfície de corte da ferramenta em um processo de usinagem por torneamento. Nesse sentido, o problema térmico de usinagem é caracterizado de maneira bem realista através de uma abordagem tridimensional. Para a obtenção dos campos térmicos na região de corte propõe-se o uso de técnicas de problemas inversos em condução de calor. Assim, a solução do problema térmico é obtida em duas etapas: solução inversa e solução direta. A solução inversa baseia-se no método do gradiente conjugado e da equação adjunta para a estimar o fluxo de calor gerado na região de corte que flui para a ferramenta. Nesse caso, são usados termopares soldados na face oposta da ferramenta que fornecem a informação necessária para que a solução inversa consiga estimar o fluxo de calor. Com a obtenção do fluxo de calor que flui para a ferramenta utiliza-se a solução direta do problema térmico para o cálculo da temperatura na região de corte. A implementação computacional da solução inversa e da solução direta é apresentada sob a forma de um programa de computador intitulado GRAD3D 1.0. Nesse programa, além da solução proposta para o problema térmico de usinagem é possível simular numericamente problemas térmicos correlatos. Testes experimentais unidimensionais e tridimensionais com condições controladas são apresentados para a validação do algoritmo computacional. Nos testes experimentais de usinagem, a aplicabilidade da técnica proposta é avaliada para o processo de usinagem por torneamento de uma barra de ferro fundido cinzento usando-se ferramentas de metal duro (WC) e de cerâmica (Si_3N_4). Apresenta-se ainda uma análise dos erros que podem estar presentes nos resultados obtidos.

Palavras Chave: Problemas inversos. Otimização. Gradiente conjugado. Condução de calor tridimensional. Temperatura de corte.

LIMA, F. R. S., 2001, "Three-dimensional Modeling of Inverse Heat Conduction Problems: Application in Machining Problems", Doctorate Thesis, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Abstract

This work proposes a methodology to obtain the transient cutting tool temperature. The physical phenomenon is treated by a three-dimensional analysis. The inverse heat conduction technique is proposed to estimate the generated heat flux on the rake face of the tool. This technique is based on conjugate gradient method with adjoint equation. The machining process is instrumented with thermocouples at the bottom face of the tool, opposite to its main rake face. The signals are automatically received and processed using a data acquisition system and a PC-Pentium. The direct solution is numerically solved using finite volumes method with the heat flux estimated. The experimental data are processed using a computational algorithm developed specifically for inverse heat flux estimation in machining processes. Experimental temperatures are obtained during several cutting tests using cemented carbide and ceramic tools. The influence of the cutting parameters on the temperature distribution is verified. An error analysis of the results is also presented.

Keywords: Inverse Problems. Optimization. Conjugate Gradient. Three-dimensional Heat Conduction. Cutting Temperature.

CAPÍTULO I

Introdução

A obtenção da temperatura na interface cavaco-ferramenta é de grande importância para o processo de usinagem. O estudo destes campos térmicos pode propor medidas para reduzir o desgaste da ferramenta e conseqüentemente reduzir os custos de produção, uma vez que, processos de refrigeração mais eficientes poderão ser desenvolvidos. Além disso, o tempo entre a troca de ferramentas pode ser ampliado e um maior número de peças podem ser usinadas sem o comprometimento da qualidade intrínseca da peça (forma dimensional, rugosidade, etc). Entretanto, a medição direta da distribuição de temperatura na interface cavaco-ferramenta é de difícil execução devido ao movimento do cavaco sobre a superfície da ferramenta que prejudica o acesso. Deste modo, a colocação de sensores de temperatura (termopares) nesta região torna-se inviável, pois seriam destruídos durante a usinagem. Atualmente várias técnicas experimentais são propostas para a obtenção da temperatura na região de corte, todavia, a maioria dessas limita-se ao fornecimento de valores médios para esta temperatura, como por exemplo, a técnica do efeito termopar ferramenta/peça. Técnicas analíticas e numéricas também são propostas na literatura, porém as condições de contorno do problema são bastante simplificadas e a distribuição de temperatura geralmente é obtida pelo uso de aproximações unidimensionais e bidimensionais. Assim, o principal objetivo deste trabalho é propor uma metodologia que considere o problema térmico de usinagem de maneira mais realista e que permita a obtenção da distribuição de temperatura na superfície de corte da ferramenta. Nesse sentido, propõe-se o uso de técnicas de problemas inversos em condução de calor para a obtenção do fluxo de calor que flui da interface de corte para a ferramenta e a partir deste fluxo, determinar a distribuição de temperatura através da solução direta do problema térmico. A técnica de problemas inversos baseia-se no método do gradiente conjugado e da equação adjunta, cuja principal característica é a obtenção do fluxo de calor que flui para a ferramenta a partir de temperaturas medidas na face oposta à zona de corte. Este método, que também pode ser classificado como um método de otimização, estima a variável desconhecida através de um processo iterativo. A solução do problema direto é proposta através do uso de um modelo numérico tridimensional transiente. O modelo é

idealizado para caracterizar a ferramenta de corte da maneira bem realista. Os resultados obtidos são pontuais, isto é, para todo volume de controle usado na discretização da ferramenta existe uma componente de temperatura e, portanto, a observação da distribuição da temperatura na face de corte da ferramenta torna-se mais precisa sendo possível observar o comportamento espacial da distribuição de temperatura. Além disso, a metodologia proposta não apresenta restrições quanto ao tipo de material da ferramenta e da peça para se obter a distribuição de temperatura, como por exemplo, no método do termopar ferramenta/peça. Nesse caso, torna-se necessário a existência de um par condutor de eletricidade para que o efeito termopar seja observado impedindo análises em ferramentas não metálicas tais como as ferramentas a base de cerâmica. A implementação computacional do algoritmo inverso é desenvolvida e apresentada sob a forma de um programa de computador intitulado GRAD3D 1.0. Este programa apresenta uma interface gráfica para a entrada dos dados experimentais e para a saída dos resultados, onde é possível se ter uma visualização rápida dos resultados estimados sob a forma de gráficos e tabelas. Portanto, uma das contribuições deste trabalho é a abordagem tridimensional do problema térmico de usinagem, tendo em vista que se propõe uma metodologia alternativa para a obtenção de campos de temperatura e fluxo de calor na região de corte com condições de torneamento específicas usando ferramentas de corte de metal duro e de cerâmica. Esta abordagem tridimensional representa um avanço no estudo dos campos térmicos originados durante os processos de usinagem. Apesar do estudo realizado neste trabalho apresentar algumas limitações de modelo e parâmetros térmicos, a análise dos resultados obtidos indica a viabilidade do uso da técnica de problemas inversos para a obtenção dos campos térmicos em problemas térmicos de usinagem de maior complexibilidade, onde podem ser encontradas ferramentas com geometria irregular, furos e revestimento. Uma outra contribuição deste trabalho é o desenvolvimento do programa GRAD3D 1.0, que além de fornecer a solução para o problema térmico de usinagem pode ser usado ainda para se obter a solução de outros problemas térmicos, como por exemplo, a obtenção do rendimento térmico em processos de soldagem.

Este trabalho é organizado e apresentado sob a forma de capítulos. No Capítulo II apresenta-se a revisão bibliográfica subdividida em duas partes. Na primeira parte, faz-se uma breve definição sobre temperatura de corte e a revisão bibliográfica das principais técnicas usadas para a obtenção da distribuição desta temperatura. A segunda parte apresenta, de uma forma mais geral, as principais técnicas de problemas inversos em condução de calor encontradas na literatura focalizando o método do gradiente conjugado e da equação adjunta, que é a técnica usada neste trabalho.

No Capítulo III, apresenta-se a fundamentação teórica do modelo proposto neste trabalho e também são estabelecidas as hipóteses simplificadoras usadas para a construção do modelo numérico. Além disso, toda a formulação matemática relativa ao uso do método do gradiente conjugado e da equação adjunta para a solução de um problema térmico tridimensional transiente é descrita. O capítulo é finalizado apresentando-se uma descrição sucinta do algoritmo computacional do programa GRAD3D 1.0.

O Capítulo IV mostra um estudo sobre a sensibilidade do programa GRAD3D 1.0 para diversas condições de trabalho. Este estudo visa identificar as condições de trabalho ideais para que os resultados obtidos sejam os mais precisos possíveis. Assim, através da simulação de problemas térmicos de solução conhecida faz-se um estudo da influência de cada parâmetro de entrada sobre os resultados estimados. Estes parâmetros de entrada podem ser exemplificados pelo intervalo entre medições, tamanho da malha numérica, região sujeita ao fluxo de calor, entre outros. Os valores dos parâmetros usados na simulação são baseados nos parâmetros definidos durante a realização dos testes experimentais de usinagem.

No Capítulo V apresenta-se o uso do programa GRAD3D 1.0 para a solução de problemas térmicos experimentais em condições controladas. Este capítulo tem como objetivo comprovar a precisão dos resultados fornecidos pelo programa GRAD3D 1.0, apresentando para tanto uma abordagem unidimensional e uma abordagem tridimensional. Em ambas, as amostras são submetidas a uma fonte de fluxo de calor conhecida. A eficiência do programa GRAD3D 1.0 é medida comparando-se os resultados estimados aos valores de fluxo de calor experimental. Na abordagem unidimensional, a comparação entre a distribuição de temperatura calculada pelo algoritmo tridimensional e a temperatura calculada por uma solução direta unidimensional, ambas em função do fluxo de calor estimado, também é apresentada.

A bancada experimental usada nos testes de usinagem é ressaltada no Capítulo VI. Apresenta-se ainda, o planejamento dos testes experimentais e parâmetros de usinagem definidos para cada teste. Os testes buscam avaliar a repetição dos resultados estimados para condições de usinagem similares e analisar os efeitos da variação da velocidade de corte, avanço e profundidade de corte sobre os resultados obtidos. Finaliza-se este capítulo mostrando e avaliando os resultados estimados para o calor que flui para a ferramenta de corte e os resultados da distribuição de temperatura superficial.

Apresenta-se no Capítulo VII um levantamento das principais fontes de erros que podem estar embutidas nos resultados estimados de fluxo de calor e temperatura superficial. Estas fontes de erros devem ser conhecidas e minimizadas para se garantir a precisão dos resultados. As principais fontes de erros estão relacionadas ao modelo escolhido para

representar o fenômeno físico, ao uso de grandezas medidas experimentalmente e aos erros numéricos presentes no algoritmo computacional.

A conclusão do trabalho é apresentada no capítulo VIII propondo-se algumas sugestões que permitam sua continuidade.

Para complementar o trabalho, descreve-se no Anexo I a modelagem numérica do problema direto tridimensional, onde são apresentadas as equações de discretização e a validação do modelo através da solução analítica unidimensional. No Anexo II, mostra-se a formulação da Regra de Simpson para a solução numérica da integral tripla usada no cálculo do coeficiente de conjugação. No Anexo III apresenta-se o programa GRAD3D 1.0. Neste anexo, são expostas as interfaces gráficas criadas para a entrada de dados e para a rápida visualização dos resultados obtidos além da apresentação de um manual de operação do programa. Concluindo, no Anexo IV faz-se um resumo dos parâmetros de entrada e dados experimentais usados para executar o programa GRAD3D 1.0 em cada teste de usinagem.

CAPÍTULO II

Revisão Bibliográfica

2.1 – Introdução

O principal objetivo do trabalho é propor o uso de técnicas de problemas inversos em condução de calor para a obtenção da temperatura na ferramenta de corte em processos de torneamento. Assim, este capítulo se divide em duas partes principais: uma relativa ao problema físico estudado e a outra relativa à técnica de problemas inversos. Na primeira parte apresenta-se uma breve definição sobre temperatura de corte e a revisão bibliográfica das principais técnicas usadas para a obtenção desta distribuição de temperatura. Na segunda, apresenta-se de uma forma mais geral as principais técnicas de problemas inversos em condução de calor. Conclui-se o capítulo focalizando a técnica do método do gradiente conjugado e da equação adjunta que é a metodologia proposta neste trabalho para a obtenção da temperatura da ferramenta de corte.

2.2 – Temperatura de Corte

Segundo Melo *et al.* (1999), a maior parte da potência consumida durante o processo de usinagem é usada para provocar o cisalhamento do material levando à formação do cavaco e da superfície usinada. Dessa energia, uma pequena parcela fica retida no material deformado principalmente sob as formas de energia elástica e energia de superfície. Estudos realizados por Taylor & Quiney (1934, 1937) mostram que cerca de 1 a 3% da energia gasta na formação do cavaco não é convertida em calor.

Para Trent (1984), a geração de calor durante o corte pode ser quantificada através da relação

$$P_m = F_c V_c \quad (2.1)$$

onde P_m é a taxa de energia consumida durante o corte, F_c é a força de corte e V_c é a velocidade de corte. Assim, quando o material é deformado elasticamente a energia requerida para o processo é armazenada nele sob a forma de tensão interna, isto é, não existe a conversão de energia mecânica em energia térmica. Nos processos mecânicos nos quais ocorrem deformações plásticas a maior parte da energia usada é convertida em calor. Nesse caso o material não armazena toda a energia recebida e desse modo, para que exista equilíbrio no balanço de energia, ocorre a conversão da energia mecânica em energia térmica. Na usinagem de metais o material é submetido a altas tensões de cisalhamento ou deformação plástica e a deformação elástica representa uma pequena parcela na proporção da deformação total. Assim, considera-se que praticamente toda energia mecânica utilizada para o corte é transformada em calor.

A energia consumida transformada em energia térmica é distribuída entre o cavaco, a peça, a ferramenta de corte, o fluido de corte e o meio ambiente (Melo, 1998). A distribuição da energia térmica total entre os principais meios participantes (desprezando-se a perda para o ambiente por convecção) pode ser classificada como (Trent, 1984),

$$P_m = \Phi_c + \Phi_p + \Phi_f \quad (2.2)$$

onde: Φ_c é o calor que vai para o cavaco, representa a maior parcela de energia devido ao fluxo material do cavaco, com as temperaturas podendo chegar até valores acima de 650 °C; Φ_p é o calor que vai para a peça, representa uma parcela menor que a do cavaco e atua na peça podendo comprometer a acuracidade dimensional; Φ_f é o calor que vai para a ferramenta, representa a parcela da ferramenta de 8 a 10% (Ferraresi, 1977) e que pode resultar em temperaturas de até 1550°C (Abrão & Aspinwall, 1997).

A conversão da energia mecânica em energia térmica ocorre teoricamente em três regiões de deformação plástica: a zona de cisalhamento primária, a zona de cisalhamento secundária e a zona de interface entre a peça e a superfície de folga da ferramenta, conforme mostrado na Fig. 2.1.

Na zona de cisalhamento primário a conversão da energia mecânica em calor se dá quase na totalidade. Grande parte deste calor é dissipada pelo cavaco e uma parcela também é transmitida para a peça. A geração de calor nesta região provoca a elevação da temperatura e pode até provocar a perda de precisão dimensional na peça (Machado, 1993).

Na zona de cisalhamento secundária, também denominada zona de aderência, ocorre o contato entre o cavaco e a ferramenta. Nesta região, uma grande quantidade de trabalho

cisalhante é necessária para a realização do processo de corte. A energia mecânica necessária para a realização deste trabalho é praticamente toda convertida em calor, sendo este, o principal responsável pelo aumento da temperatura da ferramenta de corte. A quantificação deste calor e conseqüentemente a obtenção da temperatura nesta região são os principais objetos de investigação propostos neste trabalho.

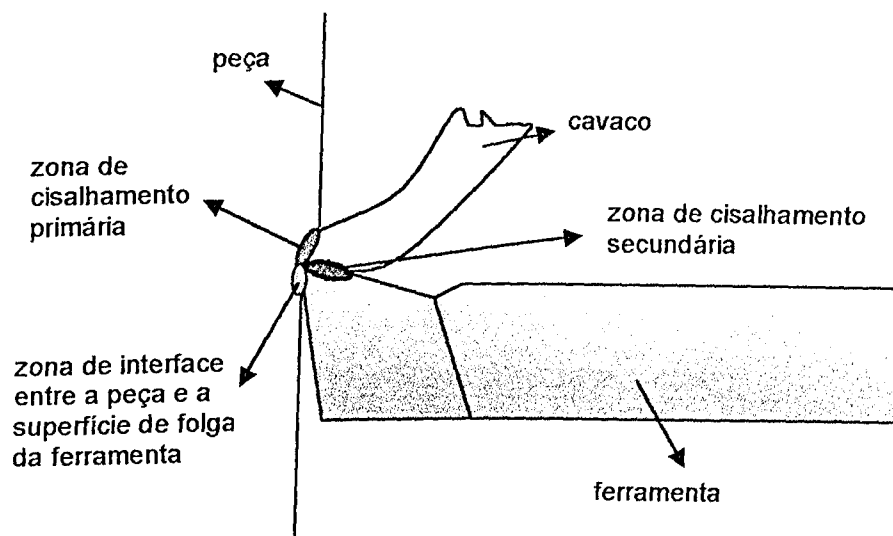


Figura 2.1 – Zonas de geração de calor num processo de usinagem por torneamento.

Na zona de interface entre a peça e a superfície de folga da ferramenta verifica-se que há a geração de uma grande quantidade de calor, pois existe aqui também o contato entre a ferramenta e a peça. Entretanto, é possível reduzir a intensidade do calor gerado nesta região aumentando-se o ângulo de folga entre a ferramenta e a peça.

Apresenta-se a seguir uma revisão das principais técnicas usadas na determinação da temperatura superficial da ferramenta de corte na zona de cisalhamento secundária (temperatura de corte). É dada uma maior ênfase para os métodos que utilizam técnicas analíticas e numéricas.

2.3 – Métodos para Obtenção da Temperatura de Corte

2.3.1 – Método do Termopar Ferramenta-Peça

Esta técnica experimental considera o efeito termopar na interface ferramenta-peça, isto é, se na junção de dois materiais condutores diferentes existe uma variação de temperatura,

então é gerada uma diferença de potencial elétrico que é proporcional a esta temperatura. A diferença de potencial pode ser amplificada e os valores medidos podem ser convertidos em leituras de temperatura. Assim, usando este princípio, considera-se a junção ferramenta-peça como um par termoeletrico (interface de corte). A variação de temperatura, que é devida ao calor gerado na região de contato entre estes dois materiais durante o processo de usinagem, é portanto obtida através da conversão do sinal elétrico medido.

A técnica apesar de simples possui uma série de particularidades que devem ser levadas em conta durante sua utilização e montagem (Melo, 1998). Dentre elas podemos citar: o par ferramenta-peça deve ser sempre formado por materiais condutores de eletricidade – ferramentas cerâmicas e peças de materiais não metálicos não podem ser usados; a temperatura medida representa uma média das temperaturas que ocorrem na região de corte – o contato da ferramenta com o cavaco não é estável, existem picos e vales nesta região, a junção quente pode ser considerada como um termopar finito com um número infinitamente grande de fontes interligadas num circuito em paralelo (Qureshi & Koenigsberger, 1996) citado por Melo (1998).

A aplicação desta metodologia para a obtenção da temperatura na ferramenta de corte no processo de torneamento pode ser encontrada nos trabalhos de Arndt & Brown (1966), Trent (1984), Stephenson (1991), Stephenson & Ali (1992), Eu-Gen (1995), Stephenson *et al.* (1997) e Leshock & Shin (1997).

Na Figura 2.2 apresenta-se um esquema do aparato experimental do método do termopar ferramenta-peça.

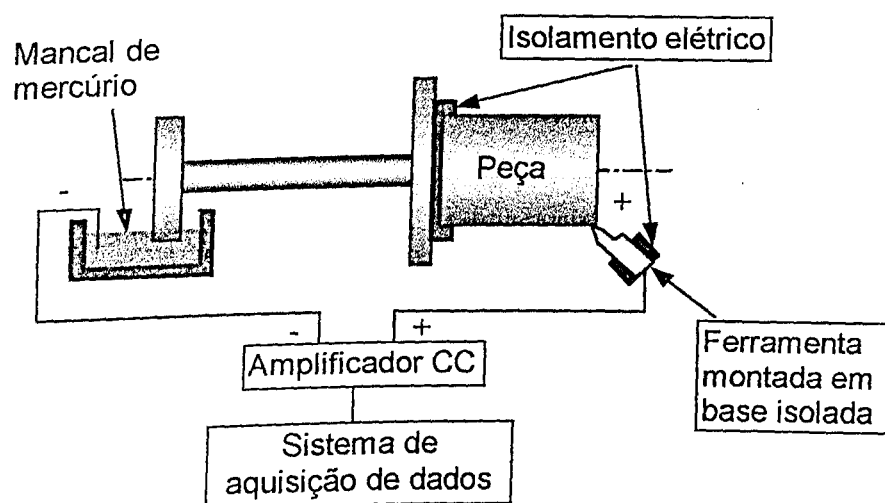


Figura 2.2 – Esquema para medição da temperatura de corte usando o método do termopar ferramenta-peça.

2.3.2 – Medição da Temperatura Através da Radiação Térmica

O método permite determinar a temperatura de corte baseando-se na radiação térmica que é emitida na zona de corte, ou seja, sabendo-se que todo corpo aquecido emite uma certa quantidade de radiação pode-se medi-la e relacioná-la em uma escala de temperatura. O processo consiste na exposição do corpo aquecido a um sensor óptico, conhecido como pirômetro ou termômetro infravermelho. Este sensor recebe a radiação térmica e gera uma f.e.m. (força eletromotriz) que pode ser detectada por um milivoltímetro. Os sinais elétricos são então relacionados a uma escala de temperatura fornecendo assim, a temperatura na região observada. Uma desvantagem deste método é que os resultados obtidos na medição da temperatura não são pontuais, isto é, representam um valor médio de temperatura em função da zona de medição que depende da sensibilidade do instrumento pode ser da ordem de 1mm^2 . Além disso, a maioria destes instrumentos só consegue detectar distribuições de temperatura superiores a 200°C (efeito da emissão de radiação térmica, $q \propto T^4$), e, portanto a evolução transiente da temperatura não é verificada desde o início do processo de usinagem (início do corte). O esquema de uma medição de temperatura superficial usando um pirômetro é apresentado na Fig. 2.3.

Na literatura, encontram-se alguns pesquisadores que empregam esta técnica para determinar a temperatura superficial da ferramenta de corte. Dentre eles, podemos citar: Stephenson (1991), Stephenson & Ali (1992), Lin *et al.* (1992), Eu-Gené (1995) em processos de torneamento, e Lin (1995) em processo de fresamento.

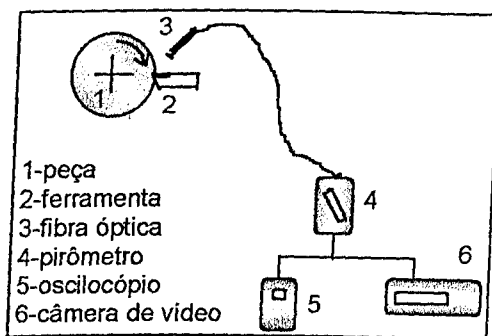


Figura 2.3 – Aparato experimental para medição das temperaturas de corte, Lin *et al.* (1992).

2.3.3 – Termopares Implantados

Outra técnica usada para se medir a temperatura superficial da ferramenta de corte é através da inserção de termopares no interior da ferramenta. Para possibilitar a instalação dos

termopares são realizados microfuros na ferramenta de corte. A localização do termopar próximo a região de geração de calor (zona de corte) pode fornecer uma estimativa da temperatura na superfície da ferramenta. As desvantagens desta técnica estão relacionadas à dificuldade de instalação dos termopares em função das pequenas dimensões da ferramenta, e também quanto à qualidade dos resultados obtidos, pois os efeitos da difusão de calor na ferramenta são alterados com a introdução do termopar e principalmente pela realização do microfuro. Na Figura 2.4 apresenta-se um esquema de medição utilizando termopar inserido na ferramenta de corte.

Nos trabalhos de Trent (1984) e Eu-Gené (1995) verifica-se o uso desta técnica para medir a temperatura durante o processo de torneamento.

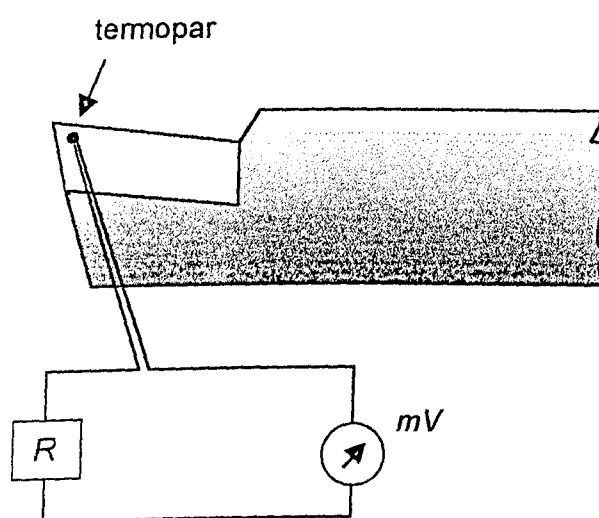


Figura 2.4 – Aparato experimental para medição da temperatura da ferramenta de corte com inserção de termopar, Melo (1998).

2.3.4 – Soluções Analíticas e Numéricas

2.3.4.1 – Soluções Analíticas

O problema térmico originado no processo de usinagem (geração de calor na superfície da ferramenta de corte) pode ser modelado analiticamente. Nesse sentido, deve-se estabelecer o domínio no qual o problema térmico será representado através da equação da difusão de calor. As abordagens podem ser unidimensionais, bidimensionais ou tridimensionais. Em todas é necessário que se faça um estudo das condições de contorno do domínio e da forma geométrica do corpo analisado.

No problema de usinagem apresentado não é possível estabelecer as condições de contorno de maneira direta. Alguns pesquisadores utilizam o artifício de determinar a distribuição de fluxo de calor de forma empírica ou simplesmente atribuem a esse um valor arbitrário. As trocas convectivas com o meio ambiente algumas vezes são desprezadas para a simplificação do modelo. A geometria da ferramenta também sofre inúmeras simplificações, por exemplo, podem ser consideradas como corpos semifinitos, sem ângulo de inclinação, sem a existência de furos. As propriedades térmicas do material da ferramenta também devem ser conhecidas. Enfim, o estabelecimento de um modelo analítico fiel ao problema real torna-se muito complexo. A saída para muitos pesquisadores é a adoção de hipóteses simplificadoras. Estas simplificações permitem ao pesquisador obter uma solução aproximada para o problema estudado com resultados bastante razoáveis.

Berliner & Krainov (1991) apresentaram uma solução analítica unidimensional para calcular a temperatura na interface de cavaco-ferramenta. A equação da difusão foi definida para o domínio representado pela ferramenta. Para estabelecer a condição de contorno nesta região, considerou-se que o fluxo de calor decrescia de forma quadrática ao longo da aresta de corte da ferramenta devido ao atrito, isto é, na interface de contato entre a ferramenta e o cavaco. Um estudo dos efeitos do uso de fluidos refrigerantes sobre a temperatura também é apresentado.

No trabalho de Young & Chou (1994) a temperatura na interface cavaco-ferramenta é obtida também por um modelo analítico unidimensional. Neste caso, o domínio escolhido foi o referente ao cavaco. A distribuição de fluxo de calor na interface cavaco-ferramenta foi calculada em função da força de corte. Aspectos geométricos da geração de cavaco na distribuição de temperatura são também analisados.

Em Stephenson & Ali (1992) o problema estudado é o de usinagem com corte interrompido. A ferramenta é modelada tridimensionalmente como um corpo semi-infinito. Este tipo de abordagem simplifica de maneira significativa a formulação matemática do problema. Nesse sentido, as equações analíticas podem ser obtidas através do uso de Funções Green. Nos casos simulados apresentados, a fonte de fluxo de calor é calculada por uma função com variação espacial e temporal. Para os casos experimentais, a fonte de calor é calculada em função da força de corte.

Radulescu & Kapoor (1994) apresentam um modelo tridimensional analítico para determinar os campos de temperatura durante usinagem com corte interrompido e corte contínuo. O problema térmico é subdividido em três subgrupos: obtenção do calor gerado no contato da ferramenta com a peça, comportamento da temperatura na ferramenta e comportamento da temperatura na peça. O calor gerado na região de corte é calculado

aplicando-se o balanço de energia em função da força de corte. Conhecendo-se o fluxo de calor total gerado emprega-se um modelo analítico tridimensional sobre a ferramenta e também sobre o cavaco para a obtenção da distribuição de temperatura nos dois meios. No modelo analítico tridimensional transiente da ferramenta, as condições de contorno são simplificadas desprezando-se efeitos convectivos e de resistência de contato. No modelo analítico tridimensional do cavaco a formulação é válida para o regime quase permanente.

Stephenson *et al.* (1997) apresentam uma nova aplicabilidade para o modelo analítico desenvolvido por Radulescu & Kapoor (1994). Neste sentido, o modelo analítico tridimensional transiente é adaptado para estudar as temperaturas na ferramenta de corte no processo de torneamento. Modificações são introduzidas no modelo para se calcular as variações do fluxo de calor com o tempo e para se representar o contorno da ferramenta (isolamento térmico e temperatura prescrita). Testes experimentais são realizados para a validação da técnica.

2.3.4.2 – Método de Diferenças Finitas

Groover & Kane (1971) usam o método de diferenças finitas para obter a distribuição de temperatura na ferramenta no processo de torneamento. O modelo numérico tridimensional foi desenvolvido com simplificações no contorno da ferramenta, isto é, nas regiões de contato da ferramenta com o porta-ferramenta foi colocado um material isolante térmico. Dois termopares são usados para fornecer a condição de temperatura prescrita na região de contorno. A temperatura na extremidade da ferramenta (face de corte) é obtida pelo emprego da equação da difusão expressa em termos de pontos nodais.

2.3.4.3 – Método de Elementos Finitos

Chow & Wright (1988) propõem a obtenção da temperatura na interface cavaco-ferramenta no processo de usinagem por torneamento. A abordagem bidimensional faz a correlação entre uma temperatura medida na face oposta à região de corte e a temperatura esperada na face de corte. A modelagem numérica do problema físico é construída usando o método de elementos finitos.

Strenkouski & Monn (1990) apresentam uma formulação bidimensional em elementos finitos que considera um único volume de controle o conjunto formado pela ferramenta, pela peça e pelo cavaco. O calor gerado nesta região (interface de corte) é calculado em função

dos esforços mecânicos gerados no processo, e a partir dele calcula-se a distribuição de temperatura na região.

No trabalho de Tay (1991) a distribuição de temperatura no domínio formado pela peça, cavaco e ferramenta também é obtida através do método de elementos finitos. O modelo bidimensional caracteriza o processo de corte ortogonal em regime permanente. No desenvolvimento do modelo várias condições reais do processo de usinagem são consideradas tais como: a geometria real do conjunto cavaco-ferramenta; as distribuições de fluxo de calor nas zonas de cisalhamento primário e secundário, e principalmente a variação das propriedades térmicas dos materiais da ferramenta e da peça.

No trabalho de Jen & Gutierrez (2000), o objetivo é estudar a temperatura da ferramenta de corte com propriedades térmicas variáveis. Nesse sentido, uma formulação em elementos finitos do modelo tridimensional transiente é apresentada. A solução deste modelo é obtida simulando-se o fluxo de calor na interface de corte como uma fonte de calor plana com distribuição espacial, cuja metodologia foi proposta por Stephenson *et al.* (1997). As condições de contorno são simplificadas desprezando-se os efeitos de convecção e de resistência térmica de contato. Uma análise da influência da geometria da ferramenta também é realizada.

2.3.4.4 – Método de Elementos de Contorno

No trabalho de Chan & Chandra (1991) o método de elementos de contorno foi usado para estudar os aspectos térmicos em regime permanente do processo de usinagem dos metais. Neste caso, a distribuição de fluxo de calor foi obtida separadamente para as três regiões presentes no problema térmico, isto é, fluxo de calor que flui para a ferramenta, fluxo de calor que flui para o cavaco e fluxo de calor que flui para a peça. Com cada parcela do fluxo de calor gerado obteve-se o perfil de temperatura em cada uma das três regiões.

2.3.4.5 – Problemas Inversos em Condução de Calor

A obtenção da temperatura de corte também vem sendo estudada através do uso de técnicas de problemas inversos em condução de calor. Nesta seção apresentam-se alguns trabalhos que usam este tipo de abordagem. O detalhamento das técnicas citadas aqui será apresentado no tópico seguinte.

No trabalho de Lipman *et al.* (1967), um modelo numérico baseado em isotermas é usado para a obtenção da temperatura de corte. Neste caso, o modelo calcula a temperatura na face de corte a partir da temperatura medida na face oposta.

Stephenson (1991) apresenta um método inverso baseado na solução analítica para a distribuição de temperatura em regime quase estável. A distribuição de temperatura é calculada na face de corte a partir de medições de temperaturas realizadas em outras localizações. Estas temperaturas medidas são usadas como condições de contorno no modelo.

Em Yen & Wright (1986) um modelo inverso baseado na formulação de elementos finitos semianalítica acoplado a uma formulação unidimensional em coordenadas elipsoidais é proposto para a obtenção da temperatura na face de corte. Lin *et al.* (1992) e Melo (1998) usam a mesma formulação em coordenadas elipsoidais para a obtenção da temperatura na face de corte, entretanto, o modelo inverso baseia-se no método de função especificada seqüencial.

Lima (1996) obtém, através de uma abordagem bidimensional, a temperatura na face de corte e o fluxo de calor que flui para a ferramenta usando o método de função especificada seqüencial.

2.4 – Técnicas de Problemas Inversos em Condução de Calor

O que são problemas inversos? Esta é uma pergunta clássica e a resposta pode ser simples: um problema inverso determina as causas desconhecidas baseando-se na observação de seus efeitos. Nos problemas diretos, cuja solução pode ser obtida por métodos analíticos ou numéricos ocorre o inverso, a solução do problema representa os efeitos baseados na descrição completa de suas causas. Os problemas inversos são classificados matematicamente como “mal-postos”, isto é, podem ter ou não solução, e caso exista solução esta pode não ser única ou estável.

As técnicas de problemas inversos são encontradas em várias áreas da ciência e engenharia. Para engenheiros mecânicos, aeroespaciais ou químicos, matemáticos e demais áreas, os problemas inversos podem ser aplicados sob diferentes formas. A principal característica deste tipo de abordagem é a obtenção da solução do problema físico de maneira indireta, como por exemplo, a determinação de campos térmicos em superfícies sem acesso ou ainda, a obtenção da função resposta em frequência de uma estrutura complexa. Em todos os casos, as condições de contorno destes problemas não são conhecidas ou são

de difícil obtenção, pois geralmente, estes problemas apresentam características dimensionais complexas e não possuem solução direta.

Os problemas inversos em condução de calor podem ser considerados como uma classe especial dentro das técnicas de problemas inversos. As características principais destes problemas são: usar temperaturas medidas experimentalmente, modelar o problema térmico baseando-se na equação de difusão de calor e ter como objetivo a estimativa de algum parâmetro térmico, como por exemplo, a obtenção das propriedades térmicas, a obtenção do fluxo de calor superficial, a obtenção da fonte de calor interna ou ainda a obtenção da temperatura superficial numa face sem acesso direto. Observando estas características, verifica-se que o problema de usinagem se enquadra perfeitamente nesta classe de problemas, isto é, deseja-se conhecer a distribuição de temperatura na face de corte cuja obtenção por medição direta é complicada. Entretanto, pode-se usar a informação de temperaturas medidas em regiões de fácil acessibilidade para se estimar o fluxo de calor na face de corte e a partir dele calcular a temperatura no ponto desejado. Esta é, de fato, a proposta principal desse trabalho, ou seja, aplicar as técnicas inversas de condução de calor para a obtenção do fluxo de calor que flui para a ferramenta e a partir deste calcular a distribuição de temperatura na face de corte da ferramenta. Assim, apresenta-se a seguir uma breve revisão das principais técnicas de problemas inversos em condução de calor.

Uma variedade de aproximações analítica e numérica é proposta para a solução de problemas inversos em condução de calor. Stolz (1960) foi um dos primeiros pesquisadores que estudou este tipo de problema e desenvolveu uma solução analítica para um problema inverso de condução de calor linear usando o Teorema de Duhamel. Entretanto, a solução encontrada mostrou ser instável para pequenos passos de tempo. Esta limitação foi minimizada mais tarde através do uso de informações futuras (Beck *et al.*, 1985). Com a crescente utilização das técnicas inversas, verificou-se que as soluções analíticas eram aplicáveis somente a problemas lineares. Para estender a técnica inversas à problemas não-lineares muitos pesquisadores empregaram métodos numéricos, tais como, diferenças finitas, elementos de contorno e elementos finitos.

As terminologias, estimação de função e estimação de parâmetro, que freqüentemente são usadas no estudo da metodologia inversa possuem uma pequena diferença conceitual segundo Beck *et al.*, 1985. Se o problema envolve a determinação de uma função desconhecida tal como a variação temporal do fluxo de calor superficial sem conhecimento da forma funcional da grandeza desconhecida, o problema é então definido como estimação de função. Logo, a estimação de função requer a determinação de um grande número de componentes de fluxo de calor superficial q_m ($m=1,2,\dots,M$). Por outro lado, se alguma

informação é conhecida sobre a forma funcional de $q(t)$ e a função pode ser parametrizada, o problema inverso é então chamado de estimação de parâmetros, pois somente um número limitado de parâmetros deverá ser estimado. Observa-se que caso o número de parâmetros a serem estimados seja elevado, a distinção entre os problemas de estimação de parâmetros e de estimação de função pode não ser clara. Vários autores, como Alifanov (1974) ou Özisik (1993) não fazem qualquer distinção entre estimação de parâmetros ou função, definindo-os simplesmente como problemas inversos.

Uma outra característica dos problemas inversos de estimação de parâmetros é que o sistema de equações é sempre sobre determinado, isto é, o número de medições de temperatura é sempre maior que o número de variáveis desconhecidas. Isto acontece porque a temperatura experimental sempre contém erros de medições fazendo com que sejam necessárias mais medições do que as variáveis desconhecidas. Um dos métodos mais usados na solução deste tipo de sistema é a aplicação do uso do método de mínimos quadrados.

Na literatura, uma variedade de soluções analíticas e numéricas para os problemas inversos em condução de calor pode ser encontrada. Entretanto, a maioria delas se restringe a problemas unidimensionais e bidimensionais. Em Imber (1974), a solução analítica para um problema inverso de condução de calor bidimensional é apresentada. A técnica baseia-se na extrapolação da solução do problema térmico, obtida por transformadas de Laplace, e consiste na obtenção de uma formulação analítica para a temperatura através do uso de termopares distribuídos na amostra.

Uma das técnicas de problemas inversos em condução de calor mais usadas é o método de função especificada seqüencial desenvolvido por Beck *et al.* (1985). Esta técnica baseia-se no método de mínimos quadrados e no teorema de Duhamel, e consiste na minimização de uma função objetivo entre o erro de temperaturas experimentais e temperaturas calculadas. Além disso, uma forma funcional é assumida para caracterizar o comportamento da distribuição de fluxo de calor nos intervalos de tempo futuro que são empregados para a estabilização do método. Para a solução de problemas unidimensionais, citam-se Bass (1980), Scott & Beck (1989), Guimarães (1995), Liu (1996) e Blanc *et al.* (1997). Para a solução de problemas bidimensionais são encontrados na literatura trabalhos que empregam esta metodologia com pequenas adaptações, dentre eles: Kurpisz & Nowak (1990), Hsu *et al.* (1992), Lima (1996), Osman *et al.* (1997) e Blanc *et al.* (1998). Em problemas tridimensionais pode citar Nortershauser & Millan (1999).

Busby & Trujillo (1985) apresentam a solução do problema inverso de condução de calor bidimensional usando o método de programação dinâmica. O método baseia-se em técnicas de otimização através do uso de fórmulas de recorrência.

Murio (1989) propõe o método de molificação, que tem como base o uso de filtros numéricos para a redução dos ruídos de medição e a construção de curvas e superfícies para a identificação de coeficientes e funções nos sistemas mal-postos presentes nos problemas inversos, ou seja, o método visa encontrar uma seqüência de operadores modificados que transformam os dados inexatos do problema mal-posto numa família de problemas bem-postos para determinar as estimativas de erros e os parâmetros modificadores ótimos ou quase-ótimos.

No trabalho de Guerrier & Benard (1993) encontra-se a aplicação da técnica de regularização de Tikhonov. Este trabalho apresenta uma análise da influência dos parâmetros de regularização, de tempo e espaciais na solução inversa de um problema unidimensional e estuda a influência da localização do posicionamento dos sensores no problema bidimensional.

Haji-Sheikh & Buckingham (1993) apresentam uma solução para o problema inverso de condução de calor utilizando o método de Monte Carlo, o qual consiste na determinação estatística do valor procurado da variável física a ser estimada. Assim, a relação entre um ponto interno e um ponto da superfície do corpo conduzindo calor é determinada por um caminho aleatório a partir de uma relação probabilística.

Chen & Lin (1994) propõem a solução de um problema inverso de condução de calor hiperbólico bidimensional através da aplicação de transformada de Laplace inversa e métodos de volume de controle. Nesse caso, a transformada de Laplace inversa é usada para eliminar os termos de dependência temporal e a equação modificada é discretizada no domínio espacial pela formulação de volumes de controle transformando as equações diferenciais em equações algébricas.

Em Tseng *et al.* (1995) e Tsen'g & Zhao (1996) encontra-se um algoritmo chamado de método de coeficiente de sensibilidade direto. Aqui, a técnica inversa baseia-se no método de função especificada seqüencial (Beck *et al.*, 1985). Entretanto, uma alternativa para o cálculo dos coeficientes de sensibilidade através de expansão em séries de Taylor é desenvolvida. Para ilustrar a aplicabilidade da técnica, propõe-se a solução de um problema de condução de calor bidimensional em regime permanente.

Outra metodologia proposta para a solução de problemas inversos em condução de calor é a técnica de algoritmos genéticos encontrada, por exemplo, em Raudensky *et al.* (1995). Esta metodologia de otimização baseia-se na teoria da evolução de Darwin. Nesse

sentido, conceitos como população, evolução, seleção e mutação, são usados para a construção desta ferramenta estatística.

No trabalho de Tuan *et al.* (1996) encontra-se uma metodologia para a solução de um problema inverso em condução de calor em tempo real. A metodologia, baseada nas técnicas de filtragem de Kalman, é desenvolvida para estimar duas distribuições de fluxo de calor distintas aplicadas a duas superfícies de contorno. Um algoritmo de mínimos quadrados em tempo real é também apresentado e fornece a relação recursiva entre o valor observado do fluxo de calor desconhecido e o valor teórico do filtro de Kalman.

Nos trabalhos de Sassi & Raynaud (1994) e Blanc *et al.* (1997) emprega-se o método da marcha espacial, que consiste na discretização do problema térmico em duas regiões, uma relacionada ao problema direto e a outra ao problema inverso. As regiões são mapeadas em nós, e a relação entre um nó da região direta e um nó da região inversa se dá através de um sentido de cálculo pré-determinado.

Yang & Chen (1997) propõem um método de solução inversa tridimensional baseado em aproximação simbólica. A técnica usa símbolos para representar a condição de contorno desconhecida na solução do problema térmico através do método de diferenças finitas implícita com direção alternada. Os resultados calculados são expressos explicitamente como função dos símbolos usados na condição de contorno desconhecida. O próximo passo é construir um grupo de equações lineares a partir da comparação entre a temperatura "simbólica" e a temperatura medida e usar o método de mínimos quadrados para a obtenção dos valores numéricos dos símbolos.

Blum & Marquardt (1997a, b) apresentam uma solução para problemas inversos em condução de calor no domínio da frequência baseando-se em problemas de otimização.

A maioria das técnicas de problemas inversos em condução de calor apresentadas anteriormente fornece soluções unidimensionais e bidimensionais, que geralmente são aproximações dos problemas reais. Em algumas delas a obtenção de uma formulação tridimensional torna-se bastante complexa e inviável do ponto de vista computacional.

2.4.1 – Método do Gradiente Conjugado e da Equação Adjunta

Esta técnica é apresentada em destaque por ter sido escolhida como a base para a solução do problema térmico de usinagem. A abordagem tridimensional, que é a proposta deste trabalho, é construída fundamentando-se nos diversos trabalhos que empregam esta metodologia.

A técnica, que é conhecida como método do gradiente conjugado e da equação adjunta, foi proposta originalmente por Alifanov (1974). Ela baseia-se num processo de otimização com regularização iterativa, isto é, os resultados da minimização da função objetiva tendem a se estabilizar em função do número de iterações (Dowding & Beck, 1999). Esta metodologia pode ser empregada para a solução de problemas inversos lineares e não-lineares, como também em problemas de estimação de parâmetros. Além disso, o parâmetro a ser estimado pode ser uma condição do contorno (fluxo de calor superficial ou temperatura) ou uma propriedade térmica (condutividade térmica ou capacidade térmica). Em todos os casos não é necessário que se tenha conhecimento prévio sobre a forma funcional destes parâmetros. Esta última característica é muito importante para o modelo proposto neste trabalho, pois a forma funcional do fluxo de calor gerado na face de corte da ferramenta é de natureza completamente desconhecida.

Na literatura, podem ser encontrados vários trabalhos que empregam esta metodologia para a solução de problemas inversos em condução de calor. Em abordagens unidimensionais citam-se os trabalhos: Alifanov (1974) que propõe a obtenção da distribuição de fluxo de calor transiente; Alifanov & Mikhailov (1983) na obtenção da solução do problema de condução de calor com fronteira móvel; Alifanov (1983) para a apresentação de técnicas de "suavização" do método de regularização; Huang *et al.* (1992) para a obtenção da resistência de contato dos moldes em processos de fundição; Silva Neto & Özisik (1993) que determinaram a condição inicial do problema térmico de placa plana; Huang & Yan (1995) na determinação da condutividade térmica em função da temperatura; e ainda, Dowding & Beck (1999) que propõem um método híbrido baseado no método de função especificada sequencial e no método do gradiente conjugado.

Dos trabalhos que fornecem abordagens bidimensionais citam-se: Alifanov & Kerov (1981) que estudam o comportamento espacial e temporal do fluxo de calor transiente em corpos cilíndricos; Alifanov & Egorov (1985) para a obtenção do fluxo de calor com variação espacial e temporal em corpos retangulares; Machado & Orlande (1997) para a obtenção da variação espacial e temporal do fluxo de calor em dutos com placas paralelas e regime laminar completamente desenvolvido; Alencar Jr. *et al.* (1997) que determinam a distribuição de fluxo de calor em corpos com geometria irregular; Khachfe & Jarny (1999) para a determinação simultânea da localização espacial e da grandeza de fontes de calor em corpos bidimensionais; e por último, Prud'Homme & Nguyen (1999) que avaliam o mecanismo de convergência e regularização do método do gradiente conjugado através de uma análise de Fourier.

Finalmente, como abordagem tridimensional pode-se citar: Jarny *et al.* (1991) que

propõem uma formulação geral para a solução de problemas inversos em condução de calor multidimensionais; e Colaço & Orlande (1998) na determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície de uma placa plana com dimensões finitas.

Dentre as técnicas de problemas inversos em condução de calor, optou-se pelo método do gradiente conjugado e da equação adjunta para o desenvolvimento do modelo inverso tridimensional proposto neste trabalho. Os principais fatores que influenciaram esta escolha foram: i) a não necessidade de um conhecimento prévio da forma funcional do parâmetro a ser estimado, no caso o fluxo de calor superficial (no caso do problema de usinagem isto é muito importante, pois o fluxo de calor a ser estimado é completamente desconhecido); ii) a baixa complexidade para a obtenção da formulação matemática do problema térmico; iii) a baixa complexidade para a implementação computacional (são usadas, no máximo, matrizes de ordem 3, se fosse implementar uma solução tridimensional pelo método de função especificada seqüencial seriam usadas matrizes de ordem 4); iv) o método é auto ajustável, isto é, não é necessário a introdução de técnicas de regularização para se obter a estabilização dos resultados (a regularização ocorre junto com o processo iterativo).

O objetivo principal deste trabalho é desenvolver um modelo inverso tridimensional que permita obter campos térmicos superficiais em regiões de difícil acessibilidade, como por exemplo, a temperatura na interface peça/ferramenta durante um processo de usinagem. A partir deste modelo inverso tridimensional propõe-se um algoritmo computacional para se obter a distribuição de fluxo de calor e de temperatura em processos de usinagem por torneamento.

Apresenta-se no próximo capítulo o desenvolvimento detalhado da formulação proposta para a solução do problema térmico baseada no método do gradiente conjugado e da equação adjunta.

Assim, uma contribuição desse trabalho é a abordagem inversa tridimensional do problema térmico de usinagem para a obtenção do fluxo de calor e da temperatura na região de corte em condições de usinagem específicas usando ferramentas de corte de metal duro e de cerâmica. Embora, com algumas limitações de modelo e parâmetros térmicos, a obtenção desses campos de temperatura e a indicação da viabilidade do uso da técnica inversa nesses problemas abrem uma perspectiva promissora para o estudo térmico dos mais diversos processos de usinagem incluindo nesse caso os diversos tipos de ferramenta com todas suas complexidades geométricas como as usadas em cortes não ortogonais, ou seja, ferramentas com quebra-cavacos, com formas não retangulares e furadas. O aparato experimental proposto bem como a modelagem teórica representam um avanço no sentido de se abordar o problema térmico decorrente de um processo de usinagem da forma, vista até aqui, mais

próxima da real possível, através do tratamento transiente, tridimensional e com condições de contorno bastante realistas.

CAPÍTULO III

Fundamentos Teóricos

3.1 – Introdução

Como dito anteriormente, o problema físico estudado neste trabalho é a condução de calor tridimensional transiente em uma ferramenta de corte (inserto). A origem deste calor se resulta do processo de usinagem devido à transformação da energia mecânica em energia térmica. Esta transformação se dá principalmente pelo atrito entre a ferramenta e o cavaco. Na Fig. 3.1 apresenta-se um desenho esquemático da ferramenta de corte, onde algumas hipóteses simplificativas são adotadas:

1. A ferramenta é considerada um paralelepípedo ideal, isto é, todas as faces fazem um ângulo reto;
2. Quebra-cavacos e furos são desconsiderados;
3. O material da ferramenta é considerado homogêneo;
4. Em todas as faces considera-se a perda de calor por convecção através do fluido de resfriamento. Nesse caso, os coeficientes de transferência de calor em todas as superfícies, $h_{1,...,6}$, e a temperatura, T_{∞} , são arbitrados como conhecidos e constantes;
5. A região sujeita ao fluxo de calor desconhecido, localizada na face superior da ferramenta, é delimitada arbitrariamente pela cotas y_H e z_{H_i} ;
6. Os sensores de temperatura são localizados na face inferior fornecendo as temperaturas experimentais;
7. As propriedades termofísicas da ferramenta não variam com a temperatura.

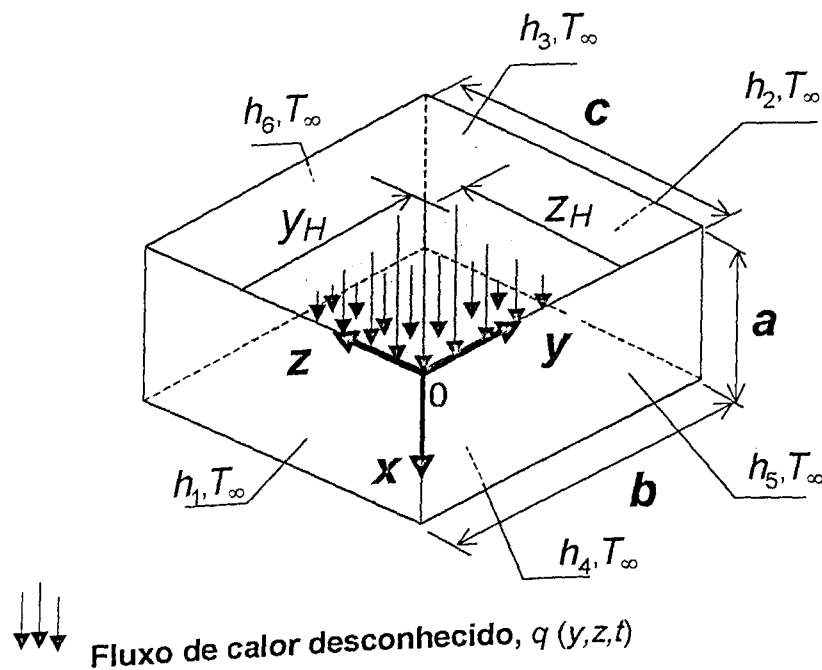


Figura 3.1 – Problema térmico tridimensional.

Apresenta-se a seguir a formulação tridimensional para a solução do problema térmico representado pela Fig. 3.1.

3.2 – Problema Direto

A equação da difusão de calor que rege este problema pode ser dada por

$$\frac{\partial^2 T(x,y,z,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x,y,z,t)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T(x,y,z,t)}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T(x,y,z,t)}{\partial t} \quad (3.1)$$

na região R ($0 < x < a$, $0 < y < b$, $0 < z < c$) em $t > 0$, sujeito às condições de contorno

$$-k \frac{\partial T(0,y,z,t)}{\partial x} = q(y,z,t) \quad \text{em } S_1 \quad (0 \leq y \leq y_H, \quad 0 \leq z \leq z_H) \quad (3.2)$$

$$-k \frac{\partial T(0,y,z,t)}{\partial x} = h_3 [T_\infty - T(0,y,z,t)] \quad \text{em } S_2 \quad (y,z \in S \mid (y,z) \notin S_1) \quad (3.3)$$

onde S representa a superfície dada por $(0 \leq y \leq b, 0 \leq z \leq c)$

$$-k \frac{\partial T(a, y, z, t)}{\partial x} = h_4 [T(a, y, z, t) - T_\infty] \quad (3.4)$$

$$-k \frac{\partial T(x, 0, z, t)}{\partial y} = h_1 [T_\infty - T(x, 0, z, t)] \quad (3.5)$$

$$-k \frac{\partial T(x, b, z, t)}{\partial y} = h_2 [T(x, b, z, t) - T_\infty] \quad (3.6)$$

$$-k \frac{\partial T(x, y, 0, t)}{\partial z} = h_5 [T_\infty - T(x, y, 0, t)] \quad (3.7)$$

$$-k \frac{\partial T(x, y, c, t)}{\partial z} = h_6 [T(x, y, c, t) - T_\infty] \quad (3.8)$$

e à condição inicial

$$T(x, y, z, 0) = T_0 \quad (3.9)$$

3.3 – Problema de Sensibilidade

O problema de sensibilidade é obtido considerando que o fluxo de calor $q(y, z, t)$ é perturbado por $\Delta q(y, z, t)$ e tal perturbação causa uma variação na temperatura $T(x, y, z, t)$. Substituindo-se no problema direto, Eq. (3.1-3.9), $T(x, y, z, t)$ por $T(x, y, z, t) + \Delta T(x, y, z, t)$ e $q(y, z, t)$ por $q(y, z, t) + \Delta q(y, z, t)$ e subtraindo-se da expressão resultante o problema direto, obtém-se as expressões resultantes para o problema de sensibilidade, ou seja:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 \cancel{T(x, y, z, t)}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Delta T(x, y, z, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \cancel{T(x, y, z, t)}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Delta T(x, y, z, t)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \cancel{T(x, y, z, t)}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \Delta T(x, y, z, t)}{\partial z^2} \\ & - \frac{\partial^2 \cancel{T(x, y, z, t)}}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \cancel{T(x, y, z, t)}}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 \cancel{T(x, y, z, t)}}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \left[\frac{\partial \cancel{T(x, y, z, t)}}{\partial t} + \frac{\partial \Delta T(x, y, z, t)}{\partial t} - \frac{\partial \cancel{T(x, y, z, t)}}{\partial t} \right] \quad (3.10) \end{aligned}$$

$$-k \frac{\partial T(0,y,z,t)}{\partial x} - k \frac{\partial \Delta T(0,y,z,t)}{\partial x} + k \frac{\partial T(0,y,z,t)}{\partial x} = q(y,z,t) + \Delta q(y,z,t) - q(y,z,t) \quad (3.1)$$

$$k \left[-\frac{\partial T(0,y,z,t)}{\partial x} - \frac{\partial \Delta T(0,y,z,t)}{\partial x} + \frac{\partial T(0,y,z,t)}{\partial x} \right] = h_3 [T_\infty - T(0,y,z,t) - \Delta T(0,y,z,t) - T_\infty + T(0,y,z,t)] \quad (3.12)$$

$$k \left[-\frac{\partial T(a,y,z,t)}{\partial x} - \frac{\partial \Delta T(a,y,z,t)}{\partial x} + \frac{\partial T(a,y,z,t)}{\partial x} \right] = h_4 [T(a,y,z,t) + \Delta T(a,y,z,t) - T_\infty - T(a,y,z,t) + T_\infty] \quad (3.13)$$

$$k \left[-\frac{\partial T(x,0,z,t)}{\partial y} - \frac{\partial \Delta T(x,0,z,t)}{\partial y} + \frac{\partial T(x,0,z,t)}{\partial y} \right] = h_1 [T_\infty - T(x,0,z,t) + \Delta T(x,0,z,t) + T(x,0,z,t) - T_\infty] \quad (3.14)$$

$$k \left[-\frac{\partial T(x,b,z,t)}{\partial y} - \frac{\partial \Delta T(x,b,z,t)}{\partial y} + \frac{\partial T(x,b,z,t)}{\partial y} \right] = h_2 [T(x,b,z,t) + \Delta T(x,b,z,t) - T_\infty - T(x,b,z,t) + T_\infty] \quad (3.15)$$

$$k \left[-\frac{\partial T(x,y,0,t)}{\partial z} - \frac{\partial \Delta T(x,y,0,t)}{\partial z} + \frac{\partial T(x,y,0,t)}{\partial z} \right] = h_5 [T_\infty + T(x,y,0,t) - \Delta T(x,y,0,t) + T(x,y,0,t) - T_\infty] \quad (3.16)$$

$$k \left[-\frac{\partial T(x,y,c,t)}{\partial z} - \frac{\partial \Delta T(x,y,c,t)}{\partial z} + \frac{\partial T(x,y,c,t)}{\partial z} \right] = h_6 [T(x,y,c,t) - \Delta T(x,y,c,t) - T_\infty - T(x,y,c,t) + T_\infty] \quad (3.17)$$

$$T(x,y,z,0) + \Delta T(x,y,z,0) - T(x,y,z,0) = T_0 - T_0 \quad (3.18)$$

logo, a formulação para o problema de sensibilidade pode ser dada por

$$\frac{\partial^2 \Delta T(x,y,z,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Delta T(x,y,z,t)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Delta T(x,y,z,t)}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \Delta T(x,y,z,t)}{\partial t} \quad (3.19)$$

na região R em $t > 0$, sujeito às condições de contorno

$$-k \frac{\partial \Delta T(0, y, z, t)}{\partial x} = \Delta q(y, z, t) \quad \text{em } S_1 (0 \leq y \leq y_H, 0 \leq z \leq z_H) \quad (3.20)$$

$$-k \frac{\partial \Delta T(0, y, z, t)}{\partial x} = h_3 \Delta T(0, y, z, t) \quad \text{em } S_2 (y, z \in S | (y, z) \notin S_1) \quad (3.21)$$

$$-k \frac{\partial \Delta T(a, y, z, t)}{\partial x} = h_4 \Delta T(a, y, z, t) \quad (3.22)$$

$$k \frac{\partial \Delta T(x, 0, z, t)}{\partial y} = h_1 \Delta T(x, 0, z, t) \quad (3.23)$$

$$-k \frac{\partial \Delta T(x, b, z, t)}{\partial y} = h_2 \Delta T(x, b, z, t) \quad (3.24)$$

$$k \frac{\partial \Delta T(x, y, 0, t)}{\partial z} = h_5 \Delta T(x, y, 0, t) \quad (3.25)$$

$$-k \frac{\partial \Delta T(x, y, c, t)}{\partial z} = h_6 \Delta T(x, y, c, t) \quad (3.26)$$

$$\Delta T(x, y, z, 0) = 0 \quad (3.27)$$

3.4 – Problema Adjunto

O problema inverso é resolvido como um problema de otimização através da minimização do funcional abaixo em função do parâmetro a ser estimado (Jarny *et al.*, 1991), ou seja,

$$J[q(y, z, t)] = J(q) = \int_{t=0}^{t=t_f} \sum_{m=1}^M [T_m(t) - Y_m(t)]^2 dt \quad (3.28)$$

onde $m = 1, \dots, M$ representam o número de termopares, $T_m(t) = T(a, y_j, z_k, t; q)$ e $Y_m(t) = Y(a, y_j, z_k, t)$ são respectivamente as temperaturas calculadas e temperaturas experimentais obtidas em $x = a$ nas localizações y_j e z_k (sendo j, k as coordenadas dos volumes

de controle da malha numérica). Multiplicando-se a Eq. (3.1) pelo Multiplicador de Lagrange, $\lambda(x, y, z, t)$, integrando a expressão resultante sobre o domínio espacial e temporal e adicionando-se o resultado à Eq. (3.28) obtém-se

$$J(q) = \int_{t=0}^{t=t_f} \sum_{m=1}^M [T_m(t) - Y_m(t)]^2 dt + \int_{t=0}^{t=t_f} \int_{z=0}^{z=c} \int_{y=0}^{y=b} \int_{x=0}^{x=a} \lambda(x, y, z, t) \cdot \left[\frac{\partial^2 \Delta T(x, y, z, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Delta T(x, y, z, t)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Delta T(x, y, z, t)}{\partial z^2} - \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \Delta T(x, y, z, t)}{\partial t} \right] \cdot dx dy dz dt \quad (3.29)$$

onde

$$\frac{\partial^2 T(x, y, z, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, z, t)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, z, t)}{\partial z^2} - \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial t} = 0 \quad (3.30)$$

Observa-se que na Eq. (3.29) $T(x, y, z, t)$ será substituído por $T(x, y, z, t) + \Delta T(x, y, z, t)$ e $q(y, z, t)$ por $q(y, z, t) + \Delta q(y, z, t)$, obtendo-se

$$\Delta J(q) = \int_{t=0}^{t=t_f} \sum_{m=1}^M 2 \cdot [T_m(t) - Y_m(t)] \cdot \Delta T_m(t) dt + \int_{t=0}^{t=t_f} \int_{z=0}^{z=c} \int_{y=0}^{y=b} \int_{x=0}^{x=a} \lambda(x, y, z, t) \cdot \left[\frac{\partial^2 T(x, y, z, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, z, t)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, z, t)}{\partial z^2} - \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial t} \right] \cdot dx dy dz dt \quad (3.31)$$

A transformação da Eq. (3.30) na Eq. (3.31) pode ser melhor entendida observando-se a passagem abaixo, isto é, se

$$[T - Y]^2 = T^2 - 2T \cdot Y - Y^2 \quad (3.32)$$

então

$$[(T + \Delta T) - Y]^2 = T^2 + 2T \cdot \Delta T + \Delta T^2 - 2T \cdot Y - 2\Delta T \cdot Y + Y^2 \quad (3.33)$$

logo desprezando o termo de ordem superior, ΔT^2 , obtém-se

$$[(T + \Delta T) - Y]^2 - [T - Y]^2 = 2 \cdot [T - Y] \cdot \Delta T \quad (3.34)$$

O termo delimitado da Eq. (3.31) pode ser subdividido e reescrito em quatro integrais distintas em relação às direções axiais e ao tempo respectivamente, ou seja, para a direção x :

$$I = \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \int_0^a \lambda(x, y, z, t) \frac{\partial^2 \Delta T(x, y, z, t)}{\partial x^2} dx dy dz dt \quad (3.35)$$

para a direção y :

$$II = \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \int_0^a \lambda(x, y, z, t) \frac{\partial^2 \Delta T(x, y, z, t)}{\partial y^2} dx dy dz dt \quad (3.36)$$

para a direção z :

$$III = \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \int_0^a \lambda(x, y, z, t) \frac{\partial^2 \Delta T(x, y, z, t)}{\partial z^2} dx dy dz dt \quad (3.37)$$

e para o tempo t :

$$IV = \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \int_0^a \lambda(x, y, z, t) \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \Delta T(x, y, z, t)}{\partial t} dx dy dz dt \quad (3.38)$$

que podem ser resolvidas por partes tal que, $\int u dv = uv - \int v du$. Assim, resolvendo-se o termo

I fazendo:

$$u = \lambda(x, y, z, t), \quad du = \frac{\partial \lambda(x, y, z, t)}{\partial x} dx, \quad dv = \frac{\partial^2 \Delta T(x, y, z, t)}{\partial x^2} dx \quad \text{e} \quad v = \frac{\partial \Delta T(x, y, z, t)}{\partial x}$$

obtém-se

$$I = \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \left[\lambda(x, y, z, t) \frac{\partial \Delta T(x, y, z, t)}{\partial x} \right]_0^a - \int_0^a \frac{\partial \Delta T(x, y, z, t)}{\partial x} \cdot \frac{\partial \lambda(x, y, z, t)}{\partial x} dx \Big] dy dz dt \quad (3.39)$$

ou

$$I = \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \left[\lambda(a, y, z, t) \cdot \frac{\partial \Delta T(a, y, z, t)}{\partial x} - \lambda(0, y, z, t) \cdot \frac{\partial \Delta T(0, y, z, t)}{\partial x} \right] dy dz dt \quad (3.40)$$

Eq. (3.22) Eq. (3.20 e 3.21)

$$- \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \frac{\partial \Delta T(x, y, z, t)}{\partial x} \cdot \frac{\partial \lambda(x, y, z, t)}{\partial x} dx dy dz dt$$

Verifica-se que após a introdução das condições de contorno, Eq. (3.20 e 3.21), na Eq. (3.40) torna-se necessário à subdivisão do domínio de integração na face superior ($x = 0$), isto é, na região sujeita ao fluxo de calor o domínio de integração passa a ser representado pela área S_1 e a região sujeita à convecção o domínio de integração é representado pela área S_2 torna-se possível a aplicação deste artifício uma vez que $S_1 + S_2 = S$ representa a superfície dada por $(0 \leq y \leq b, 0 \leq z \leq c)$. Logo, a Eq. (3.40) pode ser reescrita como:

$$I = \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \lambda(a, y, z, t) \cdot \left(-\frac{h_4 \Delta T(a, y, z, t)}{k} \right) dy dz dt$$

$$- \int_0^{t_f} \int_{S_1} \lambda(0, y, z, t) \cdot \left(-\frac{\Delta q(y, z, t)}{k} \right) dS_1 dt - \int_0^{t_f} \int_{S_2} \lambda(0, y, z, t) \cdot \left(-\frac{h_3 \Delta T(0, y, z, t)}{k} \right) dS_2 dt \quad (3.41)$$

$$- \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \frac{\partial \Delta T(x, y, z, t)}{\partial x} \cdot \frac{\partial \lambda(x, y, z, t)}{\partial x} dx dy dz dt$$

ou melhor,

$$I = \int_0^{t_f} \int_{S_1} \lambda(0, y, z, t) \cdot \frac{\Delta q(y, z, t)}{k} dS_1 dt - \int_0^{t_f} \int_{S_2} \lambda(0, y, z, t) \cdot \frac{h_3}{k} \Delta T(0, y, z, t) dS_2 dt$$

$$- \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \lambda(a, y, z, t) \cdot \frac{h_4}{k} \Delta T(a, y, z, t) dy dz dt \quad (3.42)$$

$$- \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \frac{\partial \Delta T(x, y, z, t)}{\partial x} \cdot \frac{\partial \lambda(x, y, z, t)}{\partial x} dx dy dz dt$$

Novamente resolvendo-se por partes a última integral do termo I , isto é, fazendo

$$u = \frac{\partial \lambda(x, y, z, t)}{\partial x}, \quad du = \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial x^2} dx, \quad dv = \frac{\partial \Delta T(x, y, z, t)}{\partial x} dx \quad \text{e} \quad v = \Delta T(x, y, z, t)$$

obtem-se

$$\begin{aligned}
 I = & \int_0^t \int_{S_1} \lambda(0, y, z, t) \cdot \frac{\Delta q(y, z, t)}{k} dS_1 dt - \int_0^t \int_{S_2} \lambda(0, y, z, t) \cdot \frac{h_3}{k} \Delta T(0, y, z, t) dS_2 dt \\
 & - \int_0^t \int_0^c \int_0^b \lambda(a, y, z, t) \cdot \frac{h_4}{k} \cdot \Delta T(a, y, z, t) dy dz dt \\
 & - \int_0^t \int_0^c \int_0^b \left[\frac{\partial \lambda(x, y, z, t)}{\partial x} \cdot \Delta T(x, y, z, t) \right]_0^a - \int_0^a \Delta T(x, y, z, t) \cdot \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial x^2} dx dy dz dt
 \end{aligned} \quad (3.43)$$

Portanto, o termo I assume a forma

$$\begin{aligned}
 I = & - \int_0^t \int_0^c \int_0^b \lambda(a, y, z, t) \cdot \frac{h_4}{k} \cdot \Delta T(a, y, z, t) dy dz dt - \int_0^t \int_0^c \int_0^b \frac{\partial \lambda(a, y, z, t)}{\partial x} \cdot \Delta T(a, y, z, t) dy dz dt \\
 & - \int_0^t \int_{S_2} \lambda(0, y, z, t) \cdot \frac{h_3}{k} \Delta T(0, y, z, t) dS_2 dt + \int_0^t \int_{S_1} \lambda(0, y, z, t) \cdot \frac{\Delta q(y, z, t)}{k} dS_1 dt \\
 & + \int_0^t \int_0^c \int_0^b \frac{\partial \lambda(0, y, z, t)}{\partial x} \cdot \Delta T(0, y, z, t) dy dz dt + \int_0^t \int_0^c \int_0^b \int_0^a \Delta T(x, y, z, t) \cdot \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial x^2} dx dy dz dt
 \end{aligned} \quad (3.44)$$

A expansão dos termos II , III e IV é obtida similarmente ao termo I , logo

$$\begin{aligned}
 II = & - \int_0^t \int_0^c \int_0^a \lambda(x, b, z, t) \cdot \frac{h_2}{k} \cdot \Delta T(x, b, z, t) dx dz dt - \int_0^t \int_0^c \int_0^a \frac{\partial \lambda(x, b, z, t)}{\partial y} \cdot \Delta T(x, b, z, t) dx dz dt \\
 & - \int_0^t \int_0^c \int_0^a \lambda(x, 0, z, t) \cdot \frac{h_1}{k} \cdot \Delta T(x, 0, z, t) dx dz dt + \int_0^t \int_0^c \int_0^a \frac{\partial \lambda(x, 0, z, t)}{\partial y} \cdot \Delta T(x, 0, z, t) dx dz dt \\
 & + \int_0^t \int_0^c \int_0^b \int_0^a \Delta T(x, y, z, t) \cdot \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial y^2} dx dy dz dt
 \end{aligned} \quad (3.45)$$

$$\begin{aligned}
 III = & - \int_0^t \int_0^b \int_0^a \lambda(x, y, c, t) \cdot \frac{h_6}{k} \cdot \Delta T(x, y, c, t) dx dy dt - \int_0^t \int_0^b \int_0^a \frac{\partial \lambda(x, y, c, t)}{\partial z} \cdot \Delta T(x, y, c, t) dx dy dt \\
 & - \int_0^t \int_0^b \int_0^a \lambda(x, y, 0, t) \cdot \frac{h_5}{k} \cdot \Delta T(x, y, 0, t) dx dy dt + \int_0^t \int_0^b \int_0^a \frac{\partial \lambda(x, y, 0, t)}{\partial z} \cdot \Delta T(x, y, 0, t) dx dy dt \\
 & + \int_0^t \int_0^c \int_0^b \int_0^a \Delta T(x, y, z, t) \cdot \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial z^2} dx dy dz dt
 \end{aligned} \quad (3.46)$$

$$IV = \frac{1}{\alpha} \int_0^c \int_0^b \int_0^a \lambda(x, y, z, t_r) \cdot \Delta T(x, y, z, t_r) dx dy dz - \frac{1}{\alpha} \int_0^{t_r} \int_0^c \int_0^b \int_0^a \Delta T(x, y, z, t) \cdot \frac{\partial \lambda(x, y, z, t)}{\partial t} dx dy dz dt \quad (3.47)$$

Rescrevendo-se a Eq. (3.31) com os termos expandidos I, II III e IV temos

$$\begin{aligned} \Delta J(q) = & \int_{t=0}^{t=t_r} \sum_{m=1}^M 2 \cdot [T_m(t) - Y_m(t)] \cdot \Delta T_m(t) dt + \\ & - \int_0^{t_r} \int_0^c \int_0^b \lambda(a, y, z, t) \cdot \frac{h_4}{k} \cdot \Delta T(a, y, z, t) dy dz dt - \int_0^{t_r} \int_0^c \int_0^b \frac{\partial \lambda(a, y, z, t)}{\partial x} \cdot \Delta T(a, y, z, t) dy dz dt \\ & + \int_0^{t_r} \int_{S_1} \lambda(0, y, z, t) \cdot \frac{\Delta q(y, z, t)}{k} dS dt - \int_0^{t_r} \int_{S_2} \lambda(0, y, z, t) \cdot \frac{h_3}{k} \Delta T(0, y, z, t) dS dt \\ & + \int_0^{t_r} \int_0^c \int_0^b \frac{\partial \lambda(0, y, z, t)}{\partial x} \cdot \Delta T(0, y, z, t) dy dz dt + \int_0^{t_r} \int_0^c \int_0^b \int_0^a \Delta T(x, y, z, t) \cdot \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial x^2} dx dy dz dt \\ & - \int_0^{t_r} \int_0^c \int_0^a \lambda(x, b, z, t) \cdot \frac{h_2}{k} \cdot \Delta T(x, b, z, t) dx dz dt - \int_0^{t_r} \int_0^c \int_0^a \frac{\partial \lambda(x, b, z, t)}{\partial y} \cdot \Delta T(x, b, z, t) dx dz dt \\ & - \int_0^{t_r} \int_0^c \int_0^a \lambda(x, 0, z, t) \cdot \frac{h_1}{k} \cdot \Delta T(x, 0, z, t) dx dz dt + \int_0^{t_r} \int_0^c \int_0^a \frac{\partial \lambda(x, 0, z, t)}{\partial y} \cdot \Delta T(x, 0, z, t) dx dz dt \\ & + \int_0^{t_r} \int_0^c \int_0^b \int_0^a \Delta T(x, y, z, t) \cdot \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial y^2} dx dy dz dt - \int_0^{t_r} \int_0^b \int_0^a \lambda(x, y, c, t) \cdot \frac{h_6}{k} \cdot \Delta T(x, y, c, t) dx dy dt \\ & - \int_0^{t_r} \int_0^b \int_0^a \frac{\partial \lambda(x, y, c, t)}{\partial z} \cdot \Delta T(x, y, c, t) dx dy dt - \int_0^{t_r} \int_0^b \int_0^a \lambda(x, y, 0, t) \cdot \frac{h_5}{k} \cdot \Delta T(x, y, 0, t) dx dy dt \\ & + \int_0^{t_r} \int_0^b \int_0^a \frac{\partial \lambda(x, y, c, t)}{\partial z} \cdot \Delta T(x, y, 0, t) dx dy dt + \int_0^{t_r} \int_0^c \int_0^b \int_0^a \Delta T(x, y, z, t) \cdot \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial z^2} dx dy dz dt \\ & - \frac{1}{\alpha} \int_0^c \int_0^b \int_0^a \lambda(x, y, z, t_r) \cdot \Delta T(x, y, z, t_r) dx dy dz + \frac{1}{\alpha} \int_0^{t_r} \int_0^c \int_0^b \int_0^a \Delta T(x, y, z, t) \cdot \frac{\partial \lambda(x, y, z, t)}{\partial t} dx dy dz dt \end{aligned}$$

que reorganizada fornece a seguinte relação

$$\begin{aligned}
 \Delta J(q) = & \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \int_0^a \left[\frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial z^2} + \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \lambda(x, y, z, t)}{\partial t} \right] \cdot \Delta T(x, y, z, t) dx dy dz dt \\
 & + \int_0^{t_f} \int_{S_1} \frac{\partial \lambda(0, y, z, t)}{\partial x} \cdot \Delta T(0, y, z, t) dS dt \\
 & + \int_0^{t_f} \int_{S_2} \left[\frac{\partial \lambda(0, y, z, t)}{\partial x} - \frac{h_3}{k} \cdot \lambda(0, y, z, t) \right] \cdot \Delta T(0, y, z, t) dS dt \\
 & + \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \left\{ -\frac{\partial \lambda(a, y, z, t)}{\partial x} - \frac{h_4}{k} \cdot \lambda(a, y, z, t) + 2[T_m(t) - Y_m(t)] \cdot \delta(y - y_l) \cdot \delta(z - z_k) \right\} \cdot \Delta T(a, y, z, t) dy dz dt \\
 & + \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^a \left[\frac{\partial \lambda(x, 0, z, t)}{\partial y} - \frac{h_1}{k} \cdot \lambda(x, 0, z, t) \right] \cdot \Delta T(x, 0, z, t) dx dz dt \\
 & + \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^a \left[-\frac{\partial \lambda(x, b, z, t)}{\partial y} - \frac{h_2}{k} \cdot \lambda(x, b, z, t) \right] \cdot \Delta T(x, b, z, t) dx dz dt \\
 & + \int_0^{t_f} \int_0^b \int_0^a \left[\frac{\partial \lambda(x, y, 0, t)}{\partial z} - \frac{h_5}{k} \cdot \lambda(x, y, 0, t) \right] \cdot \Delta T(x, y, 0, t) dx dy dt \\
 & + \int_0^{t_f} \int_0^b \int_0^a \left[-\frac{\partial \lambda(x, y, c, t)}{\partial z} - \frac{h_6}{k} \cdot \lambda(x, y, c, t) \right] \cdot \Delta T(x, y, c, t) dx dy dt \\
 & - \frac{1}{\alpha} \int_0^{t_f} \int_0^c \int_0^b \lambda(x, y, z, t_f) \cdot \Delta T(x, y, z, t_f) dx dy dz \\
 & + \int_0^{t_f} \int_{S_1} \lambda(0, y, z, t) \cdot \frac{\Delta q(y, z, t)}{k} dS dt
 \end{aligned} \tag{3.49}$$

Note que o termo $\int_{t=0}^{t_f} \sum_{m=1}^M 2 \cdot [T_m(t) - Y_m(t)] \cdot \Delta T_m(t) dt$ da Eq. (3.48) é incorporado ao quarto termo da Eq.(3.49). Nesse sentido, o somatório é eliminado e as distribuições discretas de temperatura experimentais e temperaturas calculadas podem ser introduzidas no termo integral como uma função contínua. Este procedimento é possível através do uso da função delta de Dirac, $\delta(u)$, definida por Özisik (1993) como

$$\delta(u - u') = 0 \text{ para todo } u \neq u' \text{ e } \int_{-\infty}^{\infty} F(u) \delta(u - u') du = F(u)$$

Portanto, aplicando as propriedades da função delta de Dirac na Eq. (3.49) obtém-se que a diferença de temperatura somente existirá nos pontos discretos determinados pelas localizações y_l e z_k definidas na superfície em $x = a$ (superfície no qual optou-se pela fixação dos termopares). Observa-se ainda, que a diferença de temperatura permanece sendo integrada no tempo.

O problema adjunto que é um problema de contorno (Özisik, 1993) pode ser estabelecido pelos nove primeiros termos da Eq. (3.49). Portanto,

$$\frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, t)}{\partial z^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{\partial \lambda(x, y, z, t)}{\partial t} \quad (3.50)$$

na região R e sujeito às condições de contorno

$$\frac{\partial \lambda(0, y, z, t)}{\partial x} = 0 \quad \text{em } S_1 \quad (0 \leq y \leq y_H, \quad 0 \leq z \leq z_H) \quad (3.51)$$

$$\frac{\partial \lambda(0, y, z, t)}{\partial x} = \frac{h_3}{k} \lambda(0, y, z, t) \quad \text{em } S_2 \quad (y, z \in S \mid (y, z) \notin S_1) \quad (3.52)$$

$$\frac{\partial \lambda(a, y, z, t)}{\partial x} = -\frac{h_4}{k} \cdot \lambda(a, y, z, t) + 2[T_m(t) - Y_m(t)] \cdot \delta(y - y_J) \cdot \delta(z - z_K) \quad (3.53)$$

$$\frac{\partial \lambda(x, 0, z, t)}{\partial y} = \frac{h_1}{k} \lambda(x, 0, z, t) \quad (3.54)$$

$$\frac{\partial \lambda(x, b, z, t)}{\partial y} = -\frac{h_2}{k} \lambda(x, b, z, t) \quad (3.55)$$

$$\frac{\partial \lambda(x, y, 0, t)}{\partial z} = \frac{h_5}{k} \lambda(x, y, 0, t) \quad (3.56)$$

$$\frac{\partial \lambda(x, y, c, t)}{\partial z} = -\frac{h_6}{k} \lambda(x, y, c, t) \quad (3.57)$$

$$\lambda(x, y, z, t_f) = 0 \quad (3.58)$$

Nota-se no problema adjunto, que a Eq. (3.58) é uma função de valor final definida para $t = t_f$. Entretanto, esse problema de valor final pode ser transformado em um problema de valor inicial através de uma nova variável temporal definida por

$$\tau = t_f - t \quad (3.59)$$

logo se $t = f(\tau)$ pode-se obter a seguinte relação

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = -1 \quad (3.60)$$

que aplicada ao problema de valor final fornece um problema de valor inicial e cuja solução numérica tem a mesma subrotina computacional utilizada na solução dos problemas direto e de sensibilidade. Portanto, o problema adjunto com a variável temporal τ é dado por:

$$\frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, \tau)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, \tau)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \lambda(x, y, z, \tau)}{\partial z^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{\partial \lambda(x, y, z, \tau)}{\partial \tau} \quad (3.61)$$

na região R e sujeito às condições de contorno

$$\frac{\partial \lambda(0, y, z, \tau)}{\partial x} = 0 \quad \text{em } S_1 \quad (0 \leq y \leq y_H, \quad 0 \leq z \leq z_H) \quad (3.62)$$

$$\frac{\partial \lambda(0, y, z, \tau)}{\partial x} = \frac{h_3}{k} \lambda(0, y, z, \tau) \quad \text{em } S_2 \quad (y, z \in S \mid (y, z) \notin S_1) \quad (3.63)$$

$$\frac{\partial \lambda(a, y, z, \tau)}{\partial x} = -\frac{h_4}{k} \lambda(a, y, z, \tau) + 2[T_m(t_f - \tau) - Y_m(t_f - \tau)] \cdot \delta(y - y_f) \cdot \delta(z - z_k) \quad (3.64)$$

$$\frac{\partial \lambda(x, 0, z, \tau)}{\partial y} = \frac{h_1}{k} \lambda(x, 0, z, \tau) \quad (3.65)$$

$$\frac{\partial \lambda(x, b, z, \tau)}{\partial y} = -\frac{h_2}{k} \lambda(x, b, z, \tau) \quad (3.66)$$

$$\frac{\partial \lambda(x, y, 0, \tau)}{\partial z} = \frac{h_5}{k} \lambda(x, y, 0, \tau) \quad (3.67)$$

$$\frac{\partial \lambda(x, y, c, \tau)}{\partial z} = -\frac{h_6}{k} \lambda(x, y, c, \tau) \quad (3.68)$$

$$\lambda(x, y, z, 0) = 0 \quad (3.69)$$

Observa-se que na Eq. (3.64) a temperatura experimental, Y_m , e a temperatura calculada, T_m , são escritas em função de $(t_f - \tau)$. Isso acontece porque Y_m e T_m são parâmetros de entrada do sistema e são independentes do problema adjunto $\lambda(x, y, z, \tau)$. A relação entre Y , T e λ é melhor explorada na Fig. 3.2. Isto é, independente da localização espacial a solução do problema adjunto, λ , terá valor nulo quando $t = t_f$ (problema de valor final) ou $\tau = 0$ (problema de valor inicial).

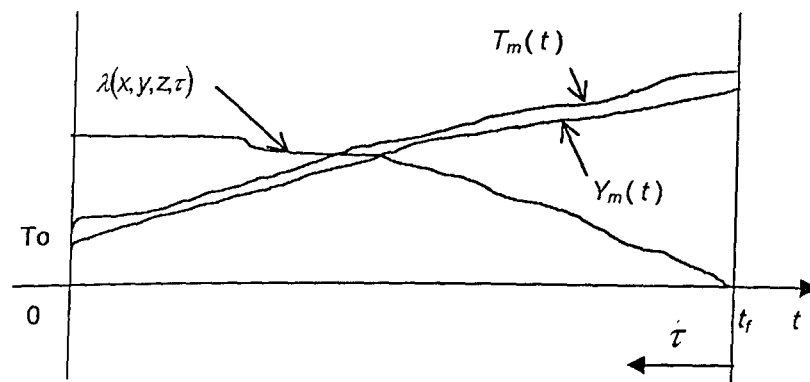


Figura 3.2 – Comportamento de $\lambda(x, y, z, \tau)$, $T_m(t)$ e $Y_m(t)$ em função do tempo.

3.5 – Equação Gradiente

Com a construção do problema adjunto a Eq. (3.49) pode ser expressa por:

$$\Delta J(q) = \int_0^{t_f} \int_{S_1} \lambda(0, y, z, t) \cdot \frac{\Delta q(y, z, t)}{k} dS dt \quad (3.70)$$

que comparada com a derivada direcional de J em relação a Δq (Alifanov, 1974) dada por

$$\Delta J(q) = \int_0^{t_f} \int_{S_1} J'(y, z, t) \cdot \Delta q(y, z, t) dS dt \quad (3.71)$$

permite a obtenção da equação gradiente. Logo, comparando-se a Eq. (3.70) com a Eq. (3.71) obtém-se

$$J'(y, z, t) = \frac{\lambda(0, y, z, t)}{k} \quad (3.72)$$

que é a equação gradiente para o funcional $J(q)$.

3.6 – Método do Gradiente Conjugado de Minimização

A função desconhecida $q(y,z,t)$ pode ser determinada por um processo baseado na minimização do funcional $J(q)$ com uma aproximação iterativa de n até $n+1$, logo

$$q^{n+1}(y,z,t) = q^n(y,z,t) - \beta^n P^n(y,z,t) \quad (3.73)$$

onde β^n é o tamanho do passo entre n até $n+1$ e $P^n(y,z,t)$ é a direção descendente definida como

$$P^0(y,z,t) = J'^0 \quad (3.74)$$

$$P^n(y,z,t) = J'^n + \gamma^n P^{n-1}(y,z,t) \quad (3.75)$$

onde $\gamma^0 = 0$ e $n = 1, 2, \dots, N$ iterações.

Diferentes definições para o cálculo do coeficiente de conjugação γ^n podem ser encontradas na literatura (Colaço & Orlande, 1998). Pela versão de Fletcher-Reeves, γ^n é obtido por

$$\gamma^n = \frac{\int_0^{t_f} \int_{S_1} [J'^n(y,z,t)]^2 dS dt}{\int_0^{t_f} \int_{S_1} [J'^{n-1}(y,z,t)]^2 dS dt} \quad (3.76)$$

que também pode ser expressa pela integral tripla nos domínios temporal e espacial

$$\gamma^n = \frac{\int_{t=0}^{t=t_f} \int_{z=0}^{z=z_H} \int_{y=0}^{y=y_H} [J'^n(y,z,t)]^2 dy dz dt}{\int_{t=0}^{t=t_f} \int_{z=0}^{z=z_H} \int_{y=0}^{y=y_H} [J'^{n-1}(y,z,t)]^2 dy dz dt} \quad (3.77)$$

O tamanho do passo β^n é obtido pela minimização da Eq. (3.28) em relação a β^n , isto é,

$$\min_{\beta} J[q^{n+1}] = \min_{\beta} \int_0^{t_f} \sum_{m=1}^M [T_m(t) - Y_m(t)]^2 dt \quad (3.78)$$

lembrando que $m = 1, \dots, M$; $T_m(t) = T(a, y_I, z_k, t; q)$ e $Y_m(t) = Y(a, y_I, z_k, t)$ pode-se escrever

$$\min_{\beta} J[q^{n+1}] = \min_{\beta} \int_0^{t_f} \sum_{m=1}^M [T_m(q^{n+1}) - Y_m(t)]^2 dt \quad (3.79)$$

ou ainda

$$\min_{\beta} J[q^{n+1}] = \min_{\beta} \int_0^{t_f} \sum_{m=1}^M [T_m(q^n - \beta^n P^n) - Y_m(t)]^2 dt \quad (3.80)$$

Fazendo uma expansão em séries de Taylor na temperatura calculada, obtém-se

$$T_m(q^n - \beta^n P^n) = T_m(q^n) - \frac{\partial T_m}{\partial q^n} \beta^n P^n \quad (3.81)$$

Para a minimização, deriva-se $J(q^{n+1})$ em relação a β e iguala-se o resultado a zero, ou seja,

$$\frac{\partial J(q^{n+1})}{\partial \beta^n} = 0 \quad (3.82)$$

Logo,

$$-2 \int_0^{t_f} \sum_{m=1}^M \left[T_m(q^n) - \frac{\partial T_m}{\partial q^n} \beta^n P^n - Y_m(t) \right] \cdot \frac{\partial T_m}{\partial q^n} P^n \cdot dt = 0 \quad (3.83)$$

$$\int_0^{t_f} \sum_{m=1}^M [T_m(q^n) - Y_m(t)] \cdot \frac{\partial T_m}{\partial q^n} P^n \cdot dt = \beta^n \int_0^{t_f} \sum_{m=1}^M \left[\frac{\partial T_m}{\partial q^n} P^n \right]^2 dt \quad (3.84)$$

Novamente, fazendo uma expansão em série de Taylor,

$$T_m(q^n + P^n) = T_m(q^n) + \frac{\partial T_m}{\partial q^n} P^n \quad (3.85)$$

tem-se

$$\frac{\partial T_m}{\partial q^n} P^n = T_m(q^n + P^n) - T_m(q^n) = \Delta T_m(P^n) \quad (3.86)$$

Das Eq.(3.84) e (3.86) obtém-se a expressão para β^n dada por

$$\beta^n = \frac{\int_0^{t_f} \sum_{m=1}^M [T_m(t) - Y_m(t)] \Delta T_m(P^n) dt}{\int_0^{t_f} \sum_{m=1}^M [\Delta T_m(P^n)]^2 dt} \quad (3.87)$$

onde $\Delta T_m(P^n)$ é a solução do problema de sensibilidade sendo

$$\Delta q(y, z, t) = P^n(y, z, t) \quad (3.88)$$

3.7 – Critério de Parada

No processo iterativo do método do gradiente conjugado e da equação adjunta espera-se que o funcional dado pela Eq. (3.28) atinja um mínimo (Fig. 3.3). Nesse sentido, considera-se que mínimo é atingindo interrompendo-se o processo iterativo através da relação:

$$\left| \frac{J(q^n) - J(q^{n-1})}{J(q^{n-1})} \right| < \varepsilon_1 \quad (3.89)$$

onde ε_1 é um número pequeno escolhido *a priori*.

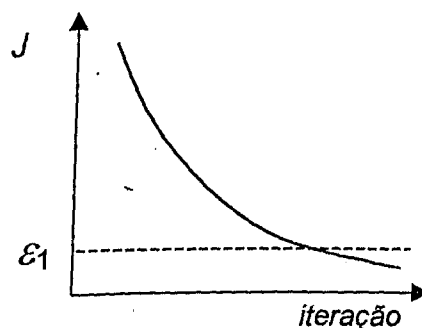


Figura 3.3 – Minimização do funcional em função da iteração.

Entretanto, como praticamente todas as medições experimentais são susceptíveis a erros na obtenção dos sinais (ruídos) o estabelecimento *a priori* de um valor de parada, ε , pode fazer com que estes ruídos sejam transferidos para os valores estimados e comprometam a qualidade dos resultados. Uma forma alternativa de eliminar este tipo de interferência é através da utilização do princípio da discrepância descrito em Alifanov *et al.* (1985). Nesse sentido, assumindo-se que

$$|T_m(t) - Y_m(t)| \approx \sigma \quad (3.90)$$

onde σ é o desvio padrão do erro das medidas experimentais. Assim, aplicando a Eq. (3.90) na Eq. (3.28) obtém-se

$$J(q) = \int_0^{t_f} \sum_{m=1}^M \sigma^2 dt = M\sigma^2 t_f \quad (3.91)$$

e o critério de parada passa a ser então

$$J(q^n) < \varepsilon_2 \quad (3.92)$$

onde

$$\varepsilon_2 = M\sigma^2 t_f \quad (3.93)$$

Este procedimento estabelece uma barreira relacionada ao erro experimental de temperaturas abaixo do qual as altas frequências dos erros experimentais podem prejudicar a solução do problema inverso devido ao seu caráter mal-posto. Assim o procedimento iterativo é interrompido antes que esta interferência ocorra, como mostrado na Fig. 3.4.

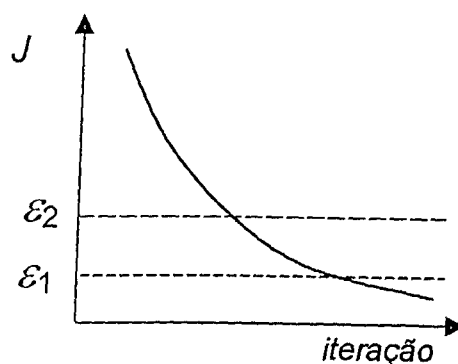


Figura 3.4 – Aplicação do princípio da discrepância.

3.8 – Algoritmo Computacional

Como o método utilizado neste trabalho é iterativo, a estimação das componentes de fluxo de calor deve seguir os passos abaixo até a n -ésima iteração:

Passo 1: Resolver o problema direto com um fluxo de calor arbitrário;

Passo 2: Resolver o problema adjunto;

Passo 3: Calcular a equação gradiente;

Passo 4: Calcular o coeficiente de conjugação e a direção descendente;

Passo 5: Resolver o problema de sensibilidade;

Passo 6: Calcular o tamanho do passo;

Passo 7: Calcular a nova estimativa (solução do problema direto);

Passo 8: Verificar se o critério de parada é satisfeito, caso contrário retornar ao passo 3.

O problema direto, problema de sensibilidade e problema adjunto são resolvidos numericamente através do método de volumes finitos. A modelagem numérica é baseada na formulação implícita apresentada em Patankar (1980) e a discretização das equações encontram-se no ANEXO I. O modelo tridimensional de solução direta, construído neste trabalho em linguagem C++, foi validado comparando-se os resultados obtidos com os resultados gerados pelo uso do programa CONDUCT.FOR (Patankar, 1991).

As integrais triplas encontradas na expressão de γ^n são calculadas numericamente usando-se fórmulas clássicas de quadratura, Press *et al.* (1989). Neste sentido, no ANEXO II encontra-se o desenvolvimento da Regra de Simpson para a solução de problemas tridimensionais. Para a validação das sub-rotinas de integração numérica foram realizados testes com funções contínuas e conhecidas. Neste caso, comparou-se os resultados obtidos pela solução numérica com os resultados obtidos a partir da solução analítica.

A implementação do algoritmo inverso tridimensional através do programa GRAD3D 1.0 é apresentada no ANEXO III. Neste anexo, são apresentadas as interfaces gráficas criadas para a entrada de dados e para a rápida visualização dos resultados obtidos. Um manual de operação do programa também é apresentado.

No Capítulo IV, a seguir, apresenta-se uma análise de sensibilidade onde se verifica a influência dos parâmetros de entrada usados no GRAD3D 1.0 sobre os resultados estimados. Nesse sentido, vários testes simulados são propostos.

A validação do algoritmo inverso é realizada no Capítulo V. Nesse caso o programa GRAD3D 1.0 é usado para obter a solução de problemas térmicos experimentais em condições controladas.

CAPÍTULO IV

Análise de Sensibilidade

4.1 – Introdução

Como descrito anteriormente, para estimar a temperatura na interface peça/ferramenta durante o processo de usinagem por torneamento, faz-se necessário estabelecer o problema térmico que caracteriza o processo físico real. Observa-se que nesse caso, além das incertezas de medição, tanto as condições de contorno como as propriedades termofísicas da ferramenta nem sempre são conhecidas com exatidão. A técnica inversa é muito sensível à interferência dos fatores externos, uma vez que está intimamente relacionada ao modelo matemático que representa o problema. Assim, este capítulo aborda a simulação numérica do problema de usinagem sob várias condições de trabalho, objetivando verificar as limitações no uso da metodologia inversa em condições ideais antes de empregá-la em problemas reais.

4.2 – Influência do Número de Fourier

Os problemas inversos em condução de calor caracterizam-se pela obtenção da solução de um problema térmico sem a necessidade de se conhecer a forma funcional do parâmetro a ser estimado (e.g. fluxo de calor ou propriedade térmica). A obtenção do parâmetro desconhecido ocorre através do uso de informações indiretas. Por exemplo, uma distribuição de fluxo de calor superficial pode ser obtida a partir de uma distribuição de temperatura medida experimentalmente. Todavia, a solução inversa pode em alguns casos ter baixa confiabilidade e precisão. O objetivo desta seção é a identificação das condições de projeto ideais a fim de que a aplicação do método do gradiente conjugado forneça resultados estimados precisos, confiáveis e que tenham significado físico. Propõe-se, uma análise da influência de três importantes parâmetros físicos sobre a qualidade da informação que a temperatura experimental pode fornecer para a obtenção do fluxo de calor desconhecido. Uma relação entre estes parâmetros pode ser dada pelo número de Fourier, que é definido, nesse trabalho, como uma relação entre a dimensão espacial da amostra, a , a profundidade de penetração dos

efeitos térmicos do fluxo de calor superficial, q , um determinado tempo de aquecimento, t_f , e a capacidade de difusão de calor expressa pela difusividade térmica, α , ou seja:

$$F_0 = \frac{\alpha \cdot t_f}{a^2} \quad (4.1)$$

Uma avaliação deste número adimensional tende a indicar fisicamente se a amostra atingiu ou não o tempo de difusão de calor necessário para que o sinal de temperatura medido na face inferior contenha informação suficiente para a obtenção do fluxo de calor existente na face superior.

Para verificar a influência do número de Fourier nos resultados estimados, apresenta-se a seguir uma abordagem unidimensional do problema térmico de usinagem. Nesse sentido, os efeitos da difusão de calor nas direções y e z são desconsiderados devido às dimensões da ferramenta (b e $c \gg a$) e, a face inferior é considerada isolada termicamente, Fig. 4.1.

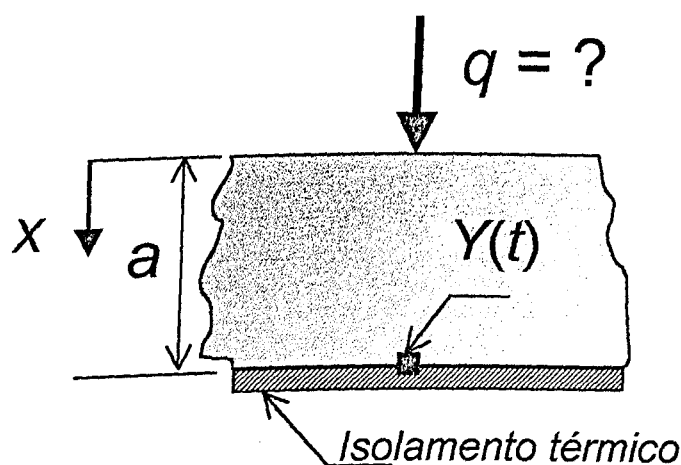


Figura 4.1 – Amostra simulada para um problema térmico unidimensional.

A concepção do método do gradiente conjugado e da equação adjunta é de domínio global no tempo. Isto implica que o processo iterativo ocorre levando-se em conta todas as medições realizadas desde o instante inicial até o instante de tempo final. Além disso, devido à utilização de um problema de valor final (problema adjunto), que auxilia a minimização da função objetivo, observa-se que o fluxo de calor estimado terá sempre valor nulo no instante de tempo final, Eq. (3.58). Essas particularidades dificultam a comparação de resultados para diferentes combinações dos parâmetros a , t_f , e α . Assim, faz-se necessário o estabelecimento de alguns critérios comparativos:

- 1) O fluxo de calor imposto à amostra é constante e igual para todos os testes simulados;
- 2) O fluxo de calor estimado é comparado ao fluxo de calor imposto usando-se 70% do número de medições em cada teste para atenuar o efeito do problema de valor final dos resultados estimados somente neste capítulo;
- 3) Os materiais estudados na análise do número de Fourier são: metal duro (carbeto cementado, WC+Co) e a cerâmica (Si_3N_4), que são materiais usados na fabricação de várias ferramentas de corte (Melo, 1998). Além desses materiais, simulam-se amostras construídas em cobre puro, em aço inoxidável AISI 304 e em pyroceram ($\text{MgO-AL}_2\text{O}_3\text{-SiO}_2$), cujas propriedades térmicas são encontradas em Incropera & De Witt (1998).
- 4) A incerteza entre a distribuição de fluxo de calor imposta e a distribuição de fluxo de calor estimada é dada por

$$\xi = \left(\frac{\sum_{i=1}^{nmed} [q_{exato} - q(i)_{estimado}]^2}{(q_{exato})^2} \right)^{1.2} \times 100 \quad (4.2)$$

onde $nmed$ é igual a 70% do número total de medições. Nesta análise, considera-se aceitável que ξ seja aproximadamente 8%. Este valor foi escolhido com base nos resultados obtidos para as diferentes combinações dos parâmetros a , t_r e α que foram propostas para a realização dos testes simulados.

Apresenta-se a seguir uma análise unidimensional da influência do número de Fourier sobre os resultados estimados pelo método do gradiente e da equação adjunta. A influência do número de Fourier é avaliada para diferentes combinações dos parâmetros a , t_r e α .

4.2.1 – Simulação Numérica Unidimensional

A temperatura experimental simulada é obtida resolvendo-se o problema direto apresentado na Fig. 4.1. Desse modo, uma distribuição de fluxo de calor é imposta à amostra na superfície em $x = 0$ e a temperatura experimental simulada é calculada na face inferior em $x = a$. A distribuição de fluxo de calor imposta tem valor constante e igual a $5,0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ para todos os testes simulados. O intervalo de tempo entre medições, Δt , é variável para cada teste. A temperatura inicial é considerada igual a $30,0^\circ\text{C}$. As propriedades térmicas das amostras simuladas são consideradas constantes e estão apresentadas na Tab. 4.1.

4.2.2 – Influência da Difusividade Térmica

Nesta seção é observado o comportamento da incerteza entre o fluxo de calor imposto e o fluxo de calor estimado como função do número de Fourier para diferentes materiais. Nesse sentido, a difusividade térmica de cinco diferentes materiais (Tab. 4.1) é usada para o cálculo do número de Fourier. A espessura, a , é mantida constante e igual a 0,0049m. O tempo final de medição, t_f , possui a mesma variação para todos os cinco materiais e, o intervalo de tempo entre medições, Δt , é constante e igual a 0,1s. Na Fig. 4.2 apresenta-se o comportamento da incerteza para diferentes materiais.

Tabela 4.1 – Propriedades térmicas das amostras simuladas.

Material	Difusividade térmica (m ² /s)	Condutividade térmica (W/mK)
Cerâmica (Si ₃ N ₄)*	$7,2 \times 10^{-6}$	25,0
Metal duro (WC+Co)*	$2,7 \times 10^{-5}$	100,0
Cobre Puro**	$1,2 \times 10^{-4}$	400,0
Aço Inoxidável AISI 304**	$4,0 \times 10^{-6}$	14,9
Pyroceram (MgO-Al ₂ O ₃ -SiO ₂)**	$1,9 \times 10^{-6}$	3,9

* (Melo, 1998) ** (Incropera & DeWitt, 1998)

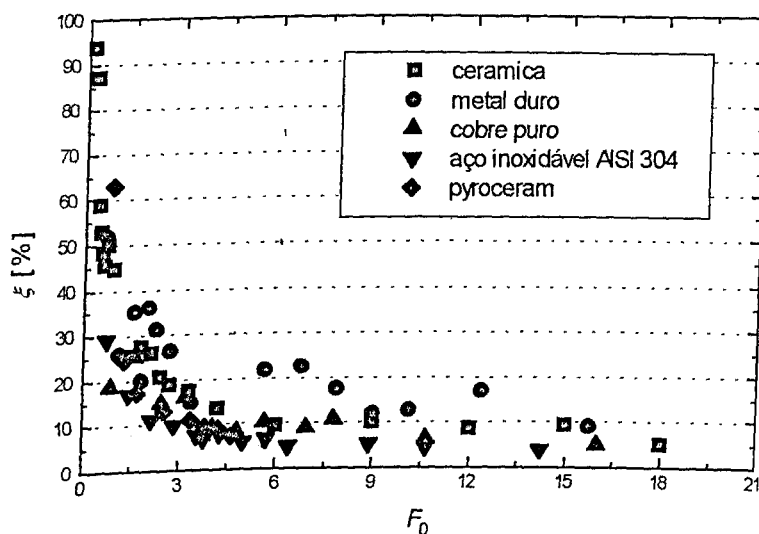


Figura 4.2 – Influência da difusividade térmica na evolução da incerteza.

Observa-se que os cinco materiais apresentam uma mesma curva característica, isto é, quanto menor o número de Fourier maior a incerteza entre os valores estimados e os valores exatos. Verifica-se ainda que a incerteza tende a se manter em torno de 8% para F_0 maiores que 3,0. Para F_0 menores que 3,0 a incerteza tende a aumentar alcançando cerca de 90%, como verificado para a cerâmica.

4.2.3 – Influência do Tempo Final de Medição

A influência do tempo final de medição é estudada nesta seção. Para tanto, os demais parâmetros necessários ao cálculo do número de Fourier são mantidos constantes. A análise se restringe apenas aos materiais usados na fabricação da ferramenta de corte, isto é, à cerâmica e ao metal duro. A dimensão espacial, a , é igual a 0,0049m para ambos materiais. Na Figura 4.3 são mostrados os resultados da relação entre a incerteza e o número de Fourier verificando-se a influência do tempo final de medição. Neste caso, o intervalo de tempo entre medições é igual a 0,05s. Verifica-se, novamente que a incerteza tende a diminuir com o aumento do número de Fourier ficando em torno de 8% para $F_0 > 3,0$.

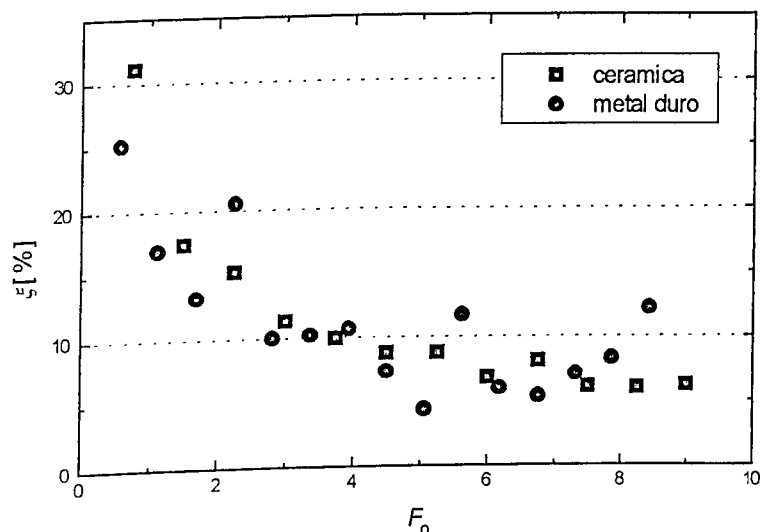


Figura 4.3 – Influência do tempo final de medição na evolução da incerteza, $\Delta t = 0,05s$.

Na Figura 4.4, o intervalo de tempo entre medições é elevado de 0,05 para 0,25s. Este procedimento visa estudar o comportamento da incerteza para números de Fourier de maior valor, permitindo concluir que tanto o aumento do intervalo de tempo entre medições quanto os números de Fourier de maior valor não alteram o comportamento da curva de incerteza.

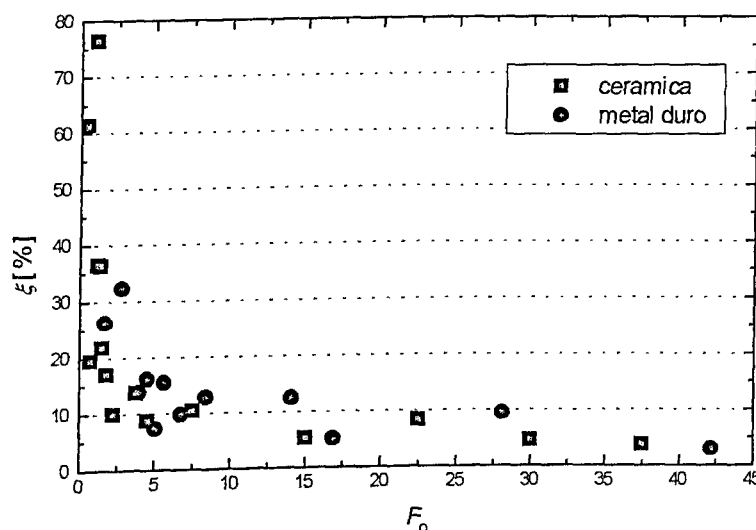


Figura 4.4 – Influência do tempo final de medição na evolução da incerteza, $\Delta t = 0,25s$.

4.2.4 – Influência da Dimensão Espacial

Para finalizar o estudo sobre a evolução da incerteza em função do número de Fourier, observa-se na Fig. 4.5 a influência da dimensão espacial sobre os resultados estimados. O tempo final de medição é fixado em 3,0s para a amostra de cerâmica e 10,0s para a amostra de metal duro para que a grandeza do número de Fourier seja similar para os dois materiais. O intervalo de tempo entre medições é de 0,1s para ambas amostras. A variação da dimensão espacial (espessura da amostra, a) é de 0,001m a 0,01m, com intervalos de 0,005m até 0,055m e de 0,001 até 0,01m. A partir desta análise verifica-se que a curva de incerteza indica a mesma tendência de comportamento apresentada para os demais parâmetros, isto é, para baixos números de Fourier ($F_0 < 3,0$) a incerteza é elevada ($\xi > 60,0\%$) enquanto que para $F_0 > 3,0$ a incerteza se mantém em torno de 10,0%.

Portanto, conclui-se que uma avaliação prévia do número de Fourier, F_0 , pode representar um excelente caminho para que a aplicação do método do gradiente conjugado na solução de problemas inversos em condução de calor seja eficaz. Verifica-se que para $F_0 > 3,0$ a incerteza entre os valores estimados e exatos tende a se manter em torno de 10,0%. Este comportamento se repete para diferentes combinações dos parâmetros a , t_f e α . O número de Fourier maior que 3,0 pode indicar, então, que as amostras atingiram o tempo de difusão de calor necessário para que o sinal de temperatura medido ou simulado na face oposta contenha informação suficiente para a obtenção do fluxo de calor ao qual a amostra foi submetida.

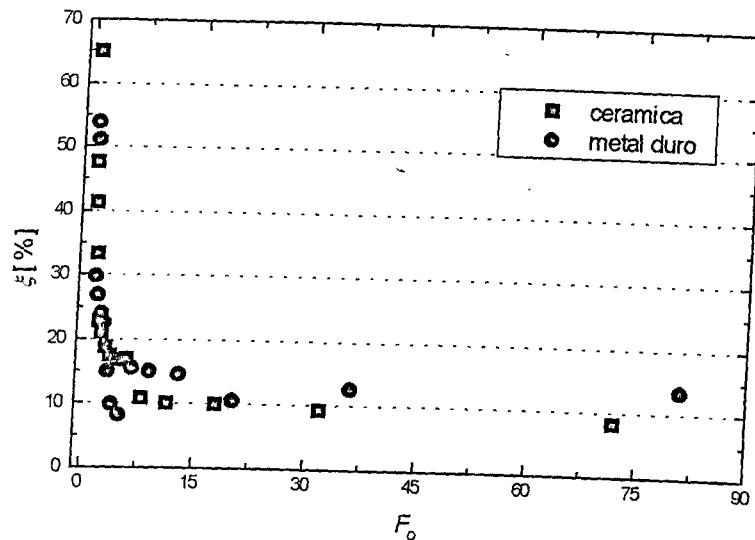


Figura 4.5 – Influência da dimensão espacial na evolução da incerteza, $\Delta t = 0,25s$.

4.3 – Simulação Numérica Tridimensional

A partir desta seção, apresenta-se um estudo da sensibilidade numérica do algoritmo proposto através de uma abordagem tridimensional. Para isso, o problema térmico tridimensional é simulado para diversas condições de trabalho. Os parâmetros de entrada buscam representar um problema térmico de usinagem real, isto é, a escolha destes parâmetros é baseada nos dados experimentais que serão apresentados no Capítulo VI. Assim, o objetivo desta seção é observar o comportamento da resposta inversa (fluxo de calor estimado) em função da influência dos parâmetros definidos por: i) número de Fourier; ii) intervalo de tempo entre medições; iii) número de termopares; iv) prováveis erros existentes nos sinais dos termopares; v) número de iterações; vi) forma funcional do fluxo estimado; vii) grandeza do fluxo de calor estimado; (viii) tamanho da malha numérica; ix) condições de contorno (coeficiente de convecção); x) propriedades térmicas.

A temperatura experimental simulada é obtida em $x = a$ através da solução do problema direto impondo-se uma distribuição de fluxo de calor conhecida a uma região da amostra, conforme mostrado na Fig. 4.6. As amostras são simuladas como sendo construídas em metal duro e em cerâmica, cujas propriedades térmicas estão relacionadas na Tab. 4.1. As dimensões das amostras são iguais para ambos materiais ($a = 0,0049m$, $b = 0,0127m$ e $c = 0,0127$).

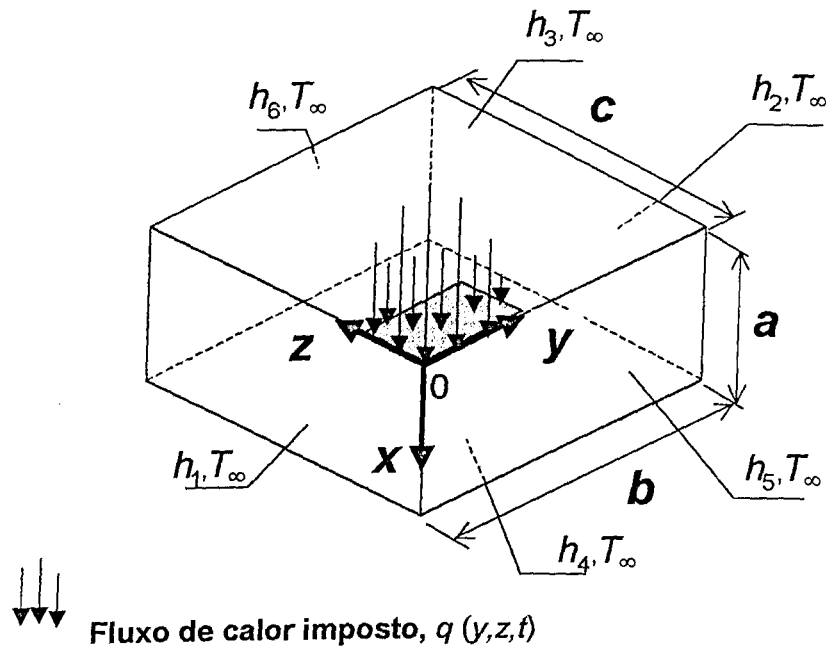


Figura 4.6 – Simulação do problema térmico tridimensional.

A forma funcional do fluxo de calor imposto pode ser: constante, linear, parabólico e pulso. Em todos os casos, o valor médio do fluxo de calor é determinado de forma a manter a temperatura simulada na mesma ordem de grandeza das temperaturas experimentais obtidas no processo de torneamento real (Capítulo VI). A distribuição discreta de fluxo de calor pode ser dada por:

a) Fluxo de calor constante

$$q(y_j, z_k, t_m) = VR \quad [W / m^2] \quad (4.3)$$

onde VR (valor de referência) é uma constante escolhida em função do nível de temperatura desejado; j e k são índices que representam os volumes de controle sujeito ao fluxo de calor nas direções y e z , respectivamente; m é o índice da variável temporal que vai de 1 a n_{med} medições.

b) Fluxo de calor linear no tempo

$$q(y_j, z_k, t_m) = VR \times (b - disty_j) \times (c - distz_k) \times t_m \quad [W / m^2] \quad (4.4)$$

onde b e c são as dimensões da amostra, $disty_j$ e $distz_k$ fornecem a distância da extremidade da amostra até o centro do volume de controle sujeito ao fluxo de calor, respectivamente, para as direções y e z ; t_m é o valor correspondente ao tempo no instante m .

c) Fluxo de calor parabólico no tempo

$$q(y_j, z_k, t_m) = VR \times (b - disty_j) \times (c - distz_k) \times (-t_m^2 + t_f \cdot t_m) \quad [W / m^2] \quad (4.5)$$

onde t_f é o valor do instante de tempo final.

d) Fluxo de calor tipo pulso no tempo

$$q(y_j, z_k, t_m) = \begin{cases} VR \times (b - disty_j) \times (c - distz_k) \times t_m & 0 \leq t_m \leq t_1 \\ VR \times (b - disty_j) \times (c - distz_k) \times t_2 & t_1 \leq t_m \leq t_2 \\ 0 & t_m \leq t_f \end{cases} \quad [W / m^2] \quad (4.6)$$

onde t_1 e t_2 são os tempos nos quais ocorrem alteração do fluxo.

As amostras são representadas por uma malha numérica composta de $7 \times 17 \times 17$ volumes de controle nas direções x , y e z respectivamente. A região sujeita ao fluxo de calor imposto é delimitada por 15 volumes de controles, conforme mostrado na Fig. 4.7, para todos os testes simulados.

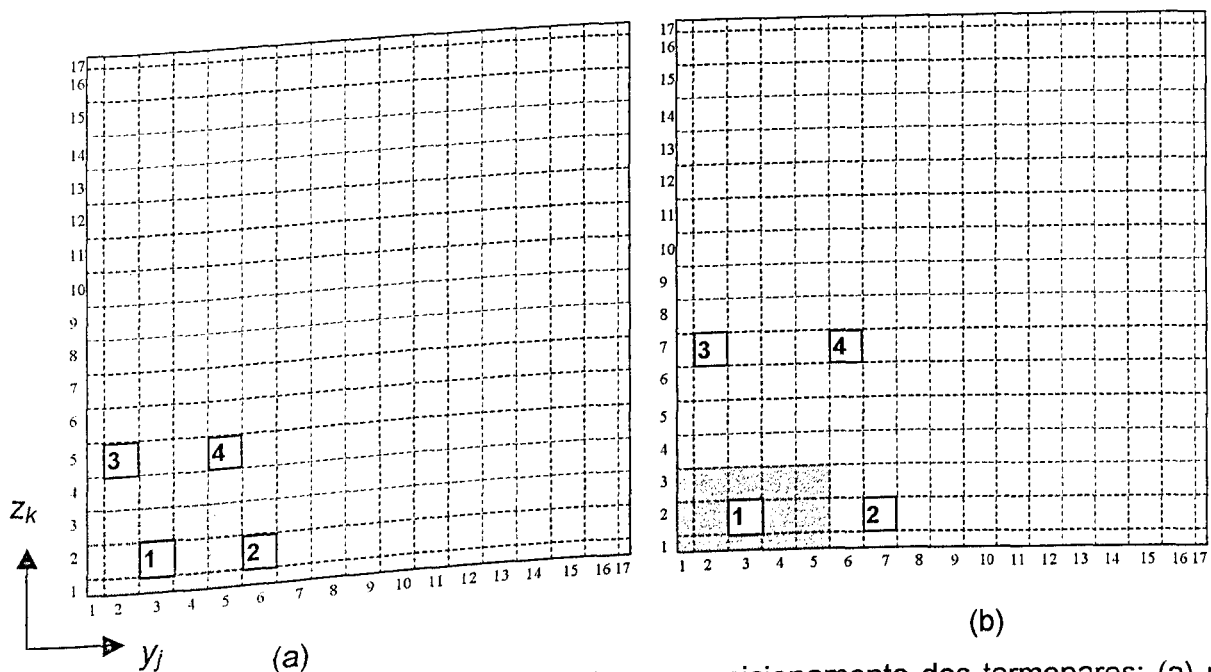


Figura 4.7 – Malha numérica, região com fluxo e posicionamento dos termopares: (a) metal duro (b) cerâmica.

Os termopares que são simulados em $x = a$ são identificados pelas coordenadas dos volumes de controle nas direções y e z . Por exemplo, na amostra de metal duro as coordenadas dos termopares são 1(3,2), 2(6,2), 3(2,5) e 4(5,5), enquanto para a amostra de cerâmica as coordenadas são 1(3,2), 2(7,2), 3(2,7) e 4(6,7). Em ambos casos, o posicionamento e a quantidade dos termopares são determinados a partir dos testes experimentais que serão apresentados no Capítulo VI.

A temperatura inicial e a temperatura ambiente são, respectivamente, 24,6°C e 25°C para todos os testes simulados. Os coeficientes de transferência de calor por convecção são constantes e iguais a 20,0W/m² K para as seis faces da amostra, exceto para a região sujeita ao fluxo de calor e também para os testes simulados que verificam a influência deste parâmetro. Os demais parâmetros de entrada são variáveis e portanto são relacionados em seus respectivos testes simulados.

Para avaliar a sensibilidade da resposta inversa do algoritmo tridimensional em relação ao fluxo de calor imposto, propõe-se o estabelecimento de dois critérios comparativos. No primeiro, verifica-se a relação entre a energia total fornecida ao sistema (taxa de transferência de calor imposta) e a energia total recuperada (taxa de transferência de calor estimada) através do erro integral relativo definido por

$$e_{Int.Rel.} = 100 \times \frac{\int_0^{t'} |Q_{exp}(t) - Q_{est}(t)| dt}{\int_0^{t'} [Q_{exp}(t)] dt} \quad (4.7)$$

onde Q_{exp} e Q_{est} são respectivamente a taxa de transferência de calor imposta e estimada na região delimitada pelos 15 volumes de controle da malha numérica. O segundo critério comparativo adotado é o desvio padrão que pode ser definido por

$$\sigma = \left\{ \frac{1}{nmed} \sum_{t=1}^{nmed} [Q_{exp}(t) - Q_{est}(t)]^2 \right\}^{1/2} \quad (4.8)$$

onde $nmed$ é o número total de medições. O primeiro critério avalia se o algoritmo consegue recuperar o fluxo de calor imposto de maneira global e o segundo critério mostra o quanto a resposta inversa variou em relação ao fluxo de calor imposto levando-se em conta o resíduo em cada instante de tempo.

Apresenta-se na Tab. 4.2 um resumo dos parâmetros numéricos usados na simulação do problema térmico. Nas seções subsequentes, aborda-se a análise da influência de cada um destes parâmetros sobre a resposta inversa. Assim, em cada uma dessas seções considera-se

que os dados de entrada são os apresentados na Tab. 4.2, exceto aqueles que estão sendo investigados na respectiva seção.

Tabela 4.2 – Dados de entrada para a simulação numérica.

Material		Metal duro	Cerâmica
Dimensões da amostra (m)	<i>a</i>	0,0049	0,0049
	<i>b</i>	0,0127	0,0127
	<i>c</i>	0,0127	0,0127
Número de volumes de controle (<i>x, y, z</i>)		7x17x17	7x17x17
Região sujeita ao fluxo de calor		15 volumes de controle	15 volumes de controle
Número de termopares *		4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (<i>y_j, z_k</i>) *	1	(3,2)	(3,2)
	2	(6,2)	(7,2)
	3	(2,5)	(3,7)
	4	(5,5)	(6,7)
Intervalo de tempo entre medições (s) *		0,47	0,47
Número de medições, <i>nmed</i> *		81	81
Temperatura ambiente, <i>T_∞</i> ,(°C)		25	25
Temperatura inicial, <i>T_o</i> ,(°C)		24,6	24,6
Coeficientes de transferência de calor por convecção (W/m²K) *	<i>h₁</i>	20,0	20,0
	<i>h₂</i>	20,0	20,0
	<i>h₃</i>	20,0	20,0
	<i>h₄</i>	20,0	20,0
	<i>h₅</i>	20,0	20,0
	<i>h₆</i>	20,0	20,0
Condutividade térmica, <i>k</i> , (W/mK) *		100,0	25,0
Difusividade térmica, <i>α</i> , (m²/s)*		2,7x10 ⁻⁵	7,2x10 ⁻⁶
Fluxo de calor imposto, <i>q</i> (<i>y_j, z_k, t_m</i>), (W/m²)*	Constante (VR)	2,0x10 ⁶	5,0x10 ⁵
	Linear (VR)	1,0x10 ⁹	2,5x10 ⁸
	Parabólico (VR)	8,0x10 ⁷	2,0x10 ⁷
	Pulso (VR)	4,0x10 ⁹	1,0x10 ⁹

* Parâmetros que são avaliados na análise de sensibilidade.

4.3.1 – Influência do Número de Fourier

A influência do número de Fourier nos resultados estimados é verificada através da variação do tempo final de aquecimento, pois a difusividade térmica (α) e a espessura (a) são constantes para ambos materiais. Neste caso, o intervalo entre medições é mantido constante variando-se o número de medições. Com este procedimento pode-se estudar a influência do número de Fourier para diferentes situações de tempo final de aquecimento. Desse modo, são simulados testes com 81, 41 e 11 medições, que correspondem aos tempos finais de aquecimento de 37,7s, 18,8s e 4,7s, respectivamente. O fluxo de calor imposto é constante e os demais parâmetros que são usados na simulação numérica estão relacionados na Tab. 4.2.

Na Tabela 4.3 apresenta-se um resumo dos parâmetros que são avaliados, além dos respectivos resultados do erro integral relativo, $e_{Int. Rel.}$, e desvio padrão, σ . Observa-se, que para ambos materiais a redução do tempo final de aquecimento de 37,7s para 4,7s provoca uma elevação do erro integral relativo e principalmente do desvio padrão entre a taxa de transferência de calor imposta e a estimada. Este comportamento é esperado, conforme a análise unidimensional apresentada no início deste capítulo, já que a redução do número de Fourier implica na obtenção de temperaturas experimentais simuladas com baixa informação sobre o fluxo de calor imposto à amostra. As evoluções da taxa de transferência de calor imposta e estimada são apresentadas na Fig. 4.8. Verifica-se que os resultados para a amostra em cerâmica são mais estáveis que para a amostra em metal duro.

Tabela 4.3 – Influência do número de Fourier.

Material	Metal duro			Cerâmica		
Número total de medições, n_{med}	81	41	11	81	41	11
Tempo final de aquecimento, t_f (s)	37,6	18,8	4,7	37,6	18,8	4,7
Número de Fourier	42,3	21	5,3	11,2	5,6	1,4
$e_{Int. Rel.}$ (%)	3,8	0,6	5,6	0,8	1,3	9,2
σ (W)	2,7	3,9	14,1	0,5	0,7	1,3

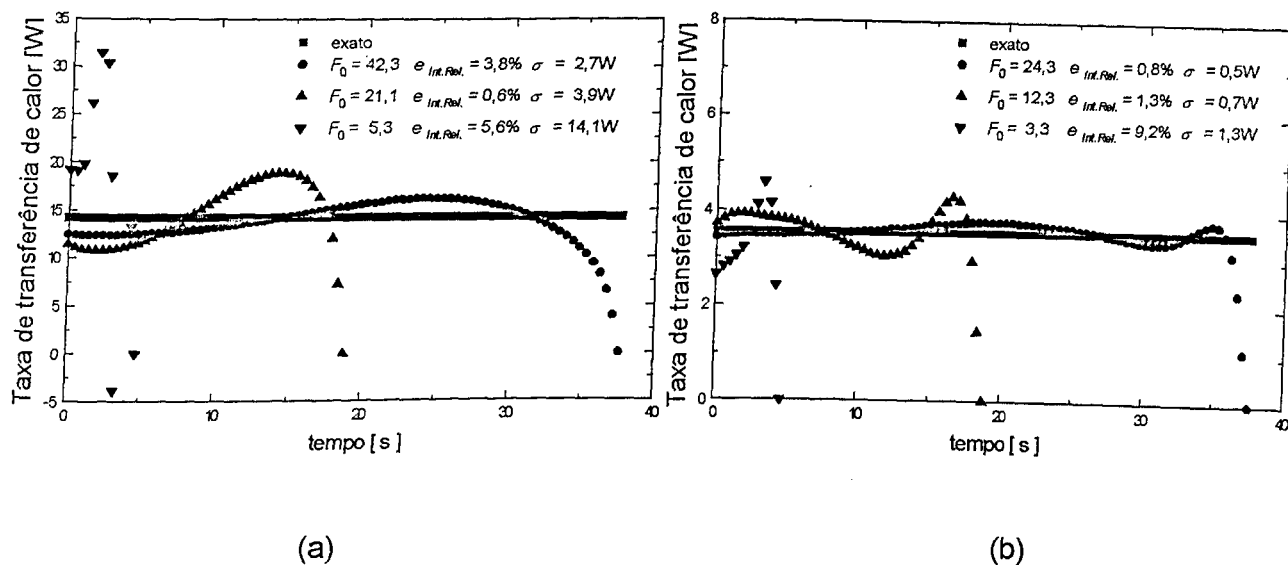


Figura 4.8 – Influência do número de Fourier: (a) metal duro (b) cerâmica.

4.3.2 – Influência do Intervalo de Tempo entre Medições e do Número de Medições

Na análise anterior, para 11 medições e um intervalo de tempo de 0,47s, observa-se que os resultados estimados tendem a ser tornar instáveis para ambos materiais. A partir desse dado apresenta-se um estudo sobre a influência do intervalo de tempo entre medições e do número de medições. Neste caso, todos os demais parâmetros relacionados na Tab. 4.2 são mantidos constantes, exceto o intervalo entre medições que assume os valores 0,058s, 0,12s e 0,47s para um total de 81, 41 e 11 medições, respectivamente. Este procedimento permite manter o tempo final de aquecimento e conseqüentemente, o número de Fourier em valores aproximadamente constantes. Na Tab. 4.4 são listados os parâmetros avaliados neste tópico com seus respectivos valores de erro integral relativo e desvio padrão entre medições. Observa-se que o aumento do número de medições bem como a diminuição do intervalo entre as medições exerce uma grande influência na resposta inversa. Para a amostra em metal duro, verifica-se que o desvio padrão entre a taxa de transferência de calor imposta e a estimada é reduzido de 14,1W para 3,2W. Para a amostra em cerâmica esta redução é de aproximadamente 20%. Com relação ao erro integral relativo, observa-se que em todos os casos o valor é menor que 10%, exceto para $n_{med} = 41$ (amostra em metal duro) cuja taxa de transferência de calor estimada apresenta valores abaixo do esperado (taxa de transferência de calor imposta). A evolução de taxa de transferência de calor imposta versus taxa de transferência de calor estimada é melhor apresentada na Fig. 4.9.

Tabela 4.4 – Influência do intervalo de tempo entre medições e número de medições.

Material	Metal duro			Cerâmica		
Número total de medições, <i>nmed</i>	81	41	11	81	41	11
Intervalo de tempo entre medições (s)	0,058	0,12	0,47	0,058	0,12	0,47
Tempo final de aquecimento, <i>t_f</i> (s)	4,6	4,8	4,7	4,6	4,8	4,7
Número de Fourier	5,2	5,4	5,3	1,4	1,4	1,4
<i>e_{Int. Rel.}</i> (%)	6,8	29,1	5,6	7,1	6,5	9,2
<i>σ</i> (W)	3,2	7,7	14,1	0,9	1,0	1,3

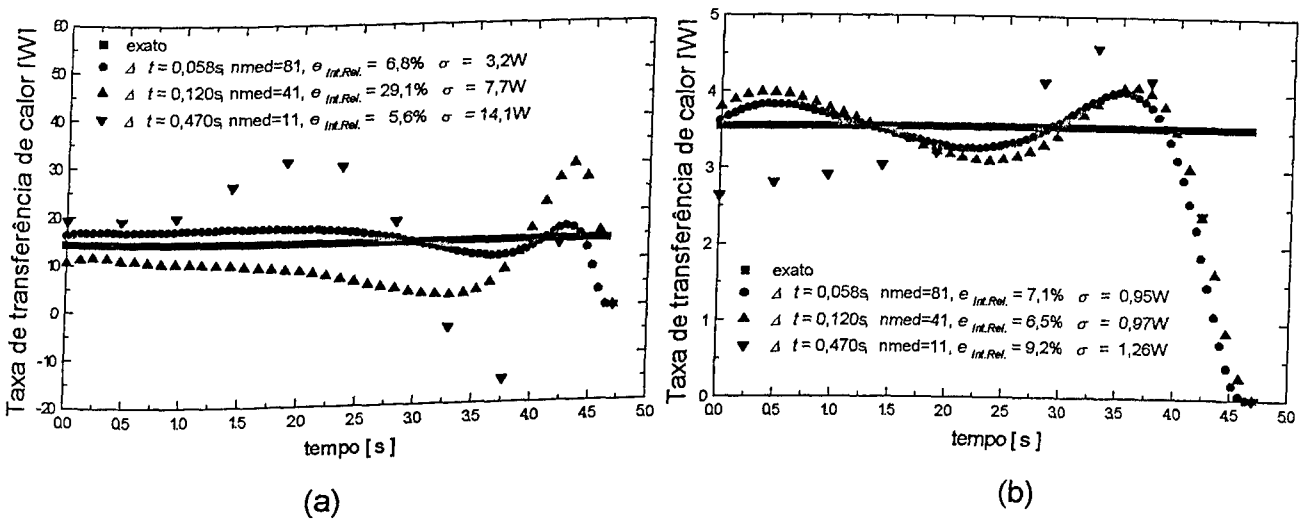


Figura 4.9 – Influência do intervalo de tempo entre medições e número de medições: (a) metal duro (b) cerâmica.

4.3.3 – Influência do Número de Termopares

Nos testes experimentais que são apresentados no Capítulo VI, o intervalo de tempo entre medições é constante e igual a 0,47s. O número de termopares também é constante e fixado a quatro termopares. Nesse sentido, apresenta-se um estudo da influência do número de termopares sobre os resultados estimados para a simulação numérica do fluxo de calor constante, apresentada na seção 4.3.1, isto é, usando-se $nmed = 81$, $dt = 0,47s$ e quatro termopares. Cabe ressaltar, que os demais parâmetros de entrada estão relacionados na Tab. 4.2. Nesta análise, as coordenadas dos termopares são diferentes para as duas amostras. A identificação e as coordenadas dos termopares da amostra em metal duro são: 1(3,2), 2(6,2),

3(2,5), 4(5,5), 5(2,2), 6(5,2), 7(2,3), 8(5,3) para oito termopares; 1(3,2), 2(6,2), 3(2,5), 4(5,5) para quatro termopares e 1(3,2) para um termopar. Já para a amostra em cerâmica a identificação e as coordenadas dos termopares são: 1(3,2), 2(7,2), 3(3,7), 4(7,7), 5(3,3), 6(4,3), 7(3,4), 8(5,4) para oito termopares; 1(3,2), 2(7,2), 3(3,7), 4(7,7) para quatro termopares e 1(3,2) para um termopar. Apresenta-se na Tab. 4.5 os resultados do erro integral relativo e do desvio padrão. Observa-se que o desvio padrão tende a ser reduzido com o aumento do número de termopares. Este comportamento é esperado, tendo em vista que o algoritmo recebe uma maior informação sobre o fluxo de calor no qual deseja-se recuperar, ou seja, para se estimar quinze componentes de fluxo de calor são usadas leituras de oito termopares. Entretanto, na prática o aumento do número de termopares nem sempre é possível, devido a limitações relativas às dimensões da amostra, à acessibilidade da região a ser medida ou ainda em função do sistema de aquisição de dados. Por outro lado, mesmo com a redução do número de termopares de oito para quatro, o algoritmo conseguiu recuperar de maneira satisfatória a taxa de transferência de calor imposta à amostra. A visualização da evolução de taxa de transferência de calor imposta versus taxa de transferência de calor imposta estimada é apresentada na Fig. 4.10.

Tabela 4.5 – Influência do número de termopares.

Material	Metal duro			Cerâmica		
Nº de termopares	8	4	1	8	4	1
$e_{Int. Rel.} (%)$	5,4	3,8	1,7	0,3	0,8	2,6
$\sigma (W)$	2,0	2,7	4,7	0,5	0,5	0,6

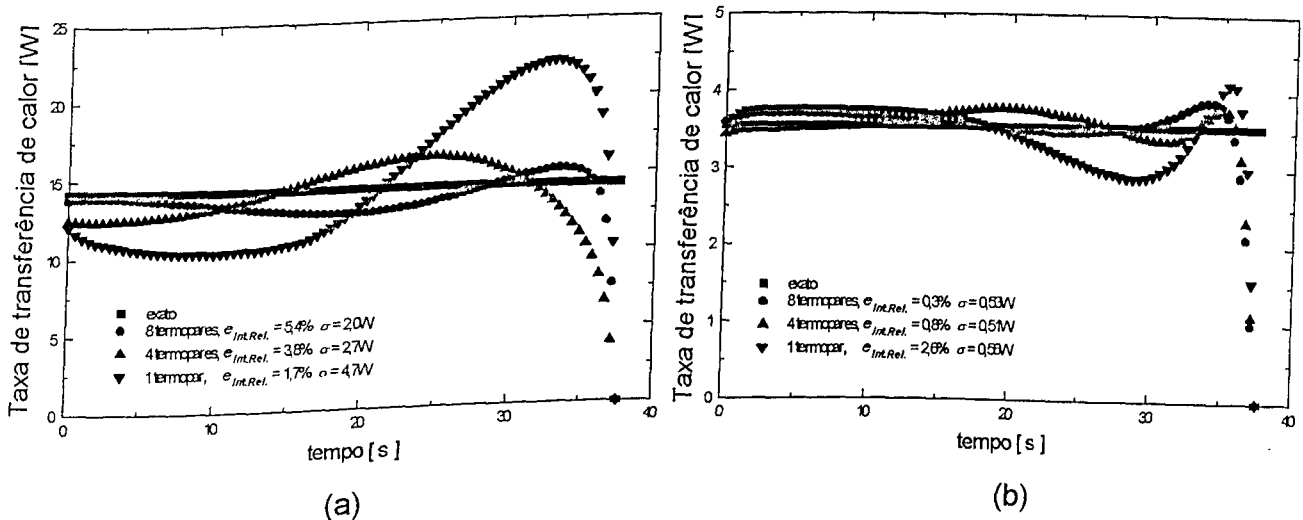


Figura 4.10 – Influência do número de termopares: (a) metal duro (b) cerâmica.

4.3.4 – Influência dos Prováveis Erros Existentes nos Sinais dos Termopares

O uso de termopares para medição de temperatura pode ser susceptível a erros. Estes erros podem ser originados por falhas na fixação do termopar à amostra, falhas na calibração do termopar ou ainda devido à incerteza no sistema de aquisição. Nesse sentido, o objetivo desta seção é verificar a influência dos eventuais erros de medição sobre a resposta fornecida pelo algoritmo inverso. Para realizar esta análise, considera-se como padrão a simulação do fluxo de calor constante (ver Tab. 4.2), onde a temperatura experimental simulada é isenta de erros (temperatura exata). A introdução de erros a este campo de temperatura é realizada através da adição de erros pseudoaleatórios com distribuição gaussiana, isto é, gera-se uma distribuição de temperatura em função do fluxo de calor imposto e adicionam-se valores que tentam representar os possíveis erros de leitura. Logo as temperaturas experimentais simuladas podem ser representadas matematicamente por

$$Y_m(t) = T_m(t) + \varepsilon \quad (4.9)$$

onde T_m é a temperatura calculada em função do fluxo de calor imposto para o m -ésimo termopar, ε é um valor pseudoaleatório com magnitude controlada em função do grau de incerteza que deseja-se impor às temperaturas simuladas. O valor de ε é calculado a partir do valor máximo da temperatura calculada para cada termopar e do grau de incerteza que se deseja. Neste caso, para 0% de incerteza sobre T_m (máximo) o valor de ε é nulo; para 2,0% de incerteza sobre T_m (máximo) o valor de ε situa-se entre $-1,6\text{K} \leq \varepsilon \leq +1,6\text{K}$ e $-4,1\text{K} \leq \varepsilon \leq +4,1\text{K}$ para as amostras em metal duro e em cerâmica, respectivamente; e para 5,0% de incerteza sobre T_m (máximo) o valor de ε situa-se entre $-4,1\text{K} \leq \varepsilon \leq +4,1\text{K}$ e $-10,2\text{K} \leq \varepsilon \leq +10,2\text{K}$ para as amostras em metal duro e em cerâmica, respectivamente.

Na Tabela 4.6 apresenta-se os resultados do erro integral relativo e do desvio padrão. Observa-se que o desvio padrão entre a taxa de transferência de calor imposta e estimada não apresenta grandes variações para ambos materiais. Este comportamento pode ser gerado devido à forma de se calcular o desvio, que fornece um valor médio. Verifica-se ainda, que o aumento do erro pseudoaleatório implica no aumento do erro integral relativo para amostra em cerâmica, cujo comportamento é esperado.

Na Figura 4.11 pode-se visualizar o efeito da adição dos erros na temperatura simulada sobre a resposta inversa.

Tabela 4.6 – Influência dos prováveis erros existentes nos sinais dos termopares.

Material	Metal duro			Cerâmica		
Erro ($\% T_{max}$)	0	2	5	0	2	5
$e_{Int. Rel} (\%)$	3,8	7,3	1,6	0,8	1,2	4,4
$\sigma (W)$	2,7	2,5	2,6	0,5	0,6	0,7

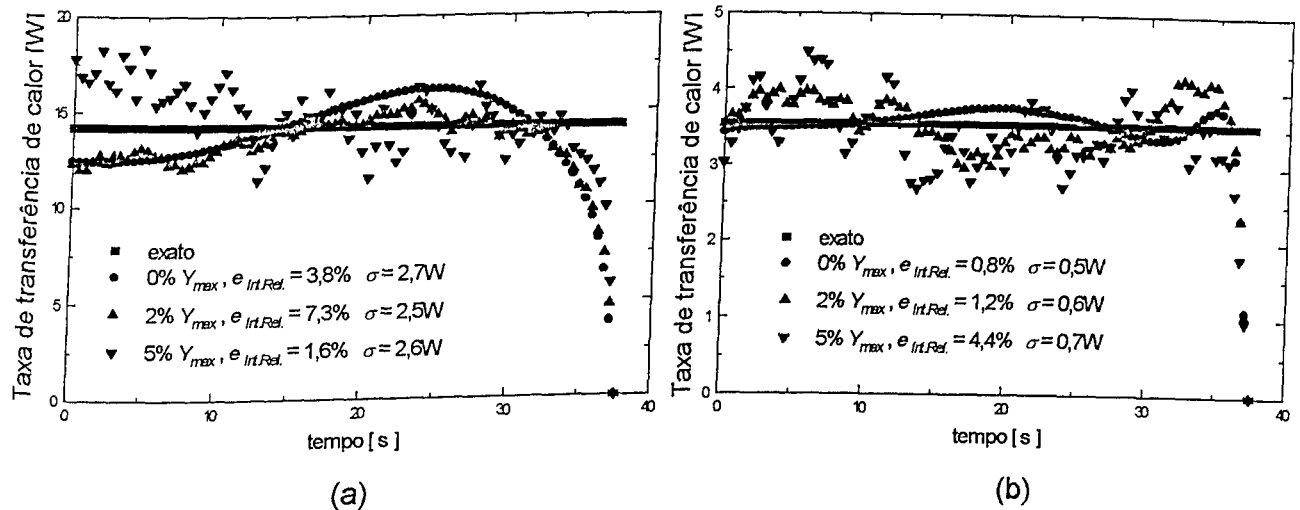


Figura 4.11 – Influência dos prováveis erros existentes nos sinais dos termopares: (a) metal duro (b) cerâmica.

4.3.5 – Influência da Forma Funcional do Fluxo Estimado

Nas análises realizadas até agora, o fluxo de calor imposto é assumido constante. As variações espaciais e temporais não são consideradas para permitir uma melhor análise dos parâmetros estudados até aqui. Entretanto, a geração de calor na face de corte da ferramenta é transiente e irregularmente distribuída espacialmente. Nesse sentido, propõe-se uma análise da influência da forma funcional do fluxo sobre a resposta inversa fornecida pelo algoritmo. Para tal, são realizados quatro testes: fluxo de calor constante, fluxo de calor linear, fluxo de calor parabólico e fluxo de calor tipo pulso. Em todos os casos, as grandezas destes diferentes fluxos são escolhidas para fornecer uma distribuição de temperatura da mesma ordem de grandeza dos testes experimentais abordados no Capítulo VI (temperatura experimental obtida no processo de torneamento). Todos os valores numéricos usados nesta simulação são apresentados na Tab. 4.2. O objetivo é verificar se o algoritmo consegue recuperar a forma

funcional do fluxo de calor imposto. Na Tab. 4.7 apresenta-se os valores de erro relativo integral e desvio padrão associados a forma funcional do fluxo de calor a ser estimado.

Tabela 4.7 – Influência da forma funcional do fluxo de calor estimado.

Material	Metal duro				Cerâmica			
Forma do fluxo de calor imposto	cte.	linear	parab.	pulso	cte.	linear	parab.	pulso
$e_{Int. Rel} (\%)$	3,8	11,1	12,4	14,0	0,8	9,0	1,5	0,5
$\sigma (W)$	2,7	6,6	2,4	4,4	0,5	1,3	0,1	0,5

Para o fluxo de calor constante, observa-se que para ambos materiais a resposta inversa é satisfatória, o erro integral relativo e o desvio padrão são pequenos. Entretanto, os resultados para a amostra em cerâmica são mais precisos que os resultados para a amostra em metal duro, pois apenas 0,8% de diferença entre a taxa de transferência de calor imposta e a estimada é verificada. Além disso, o desvio padrão da amostra em cerâmica é proporcionalmente menor que o da amostra em metal duro sendo respectivamente 0,5W e 2,7W. Estes valores de desvio padrão podem ser reduzidos se eliminarmos o efeito das últimas componentes de fluxo de calor estimadas e calcularmos o desvio padrão para 71 medições. Assim, os valores recalculados de desvio padrão são 1,36W e 0,12W para as amostras em metal duro e em cerâmica, respectivamente; e correspondem a 9,5% e 3,4% da taxa de transferência de calor imposta. Na Figura 4.12 os efeitos do valor final nulo sobre o desvio padrão é melhor explorado.

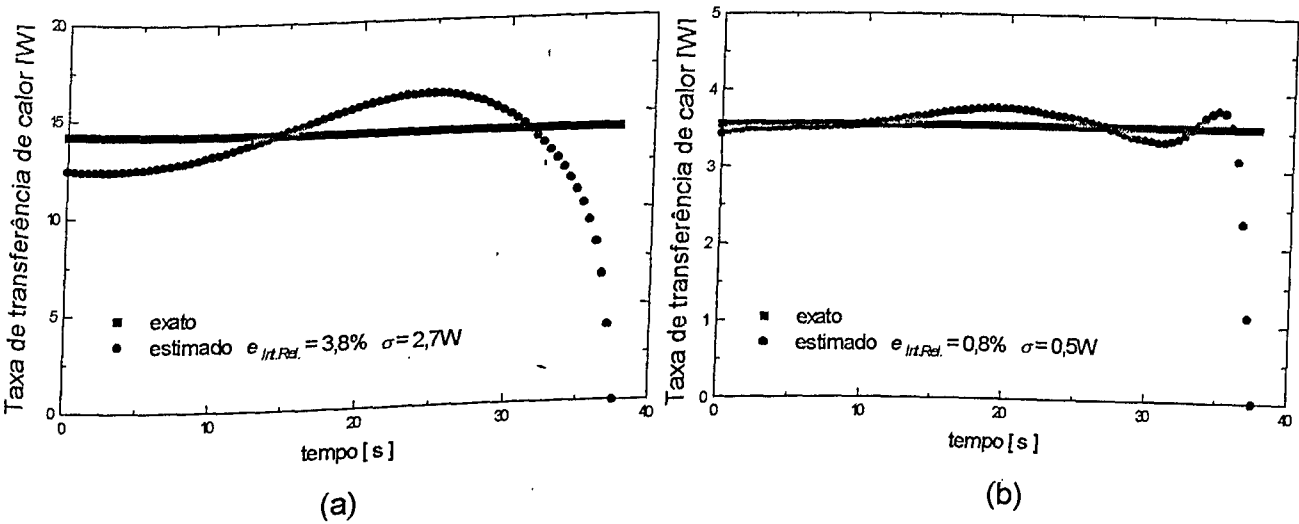


Figura 4.12 – Influência da forma funcional do fluxo de calor estimado, fluxo constante: (a) metal duro (b) cerâmica.

Para o fluxo de calor linear o erro integral relativo é da mesma ordem de grandeza para ambos materiais, cerca de 10%. Entretanto, o desvio padrão é menor para a amostra em cerâmica, cujo comportamento também é verificado para o teste com fluxo de calor constante. O efeito do valor final nulo da taxa de transferência de calor estimada também exerce grande influência sobre o cálculo do desvio padrão devido à forma do fluxo a ser estimado. Assim, o mesmo procedimento usado para minimizar o efeito do valor final no teste do fluxo de calor constante pode ser empregado. Contudo, estes cálculos são omitidos deste trabalho.

Na Figura 4.13 apresenta-se a evolução da taxa de transferência de calor imposta e estimada para o teste de fluxo de calor linear. Observa-se na Fig. 4.13b, que apesar de visualmente as curvas de taxa de transferência de calor imposta e estimada apresentarem uma boa concordância o erro integral relativo é de 9%.

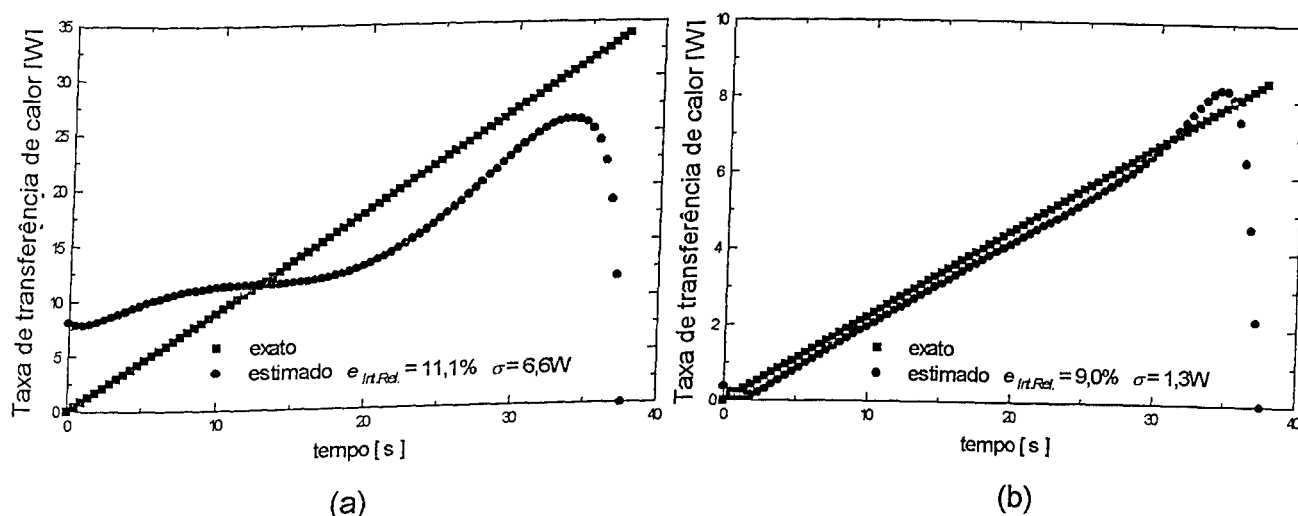
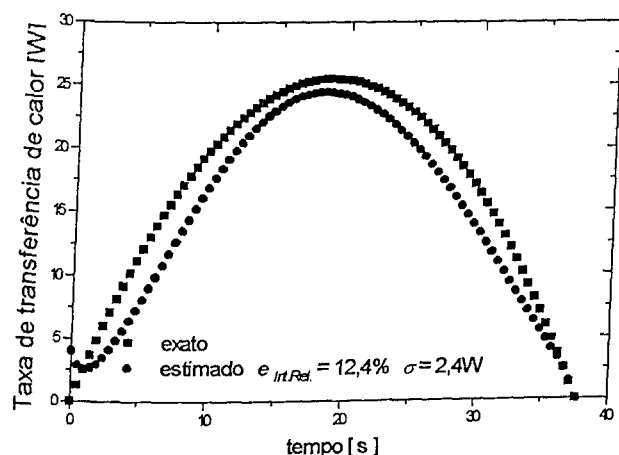


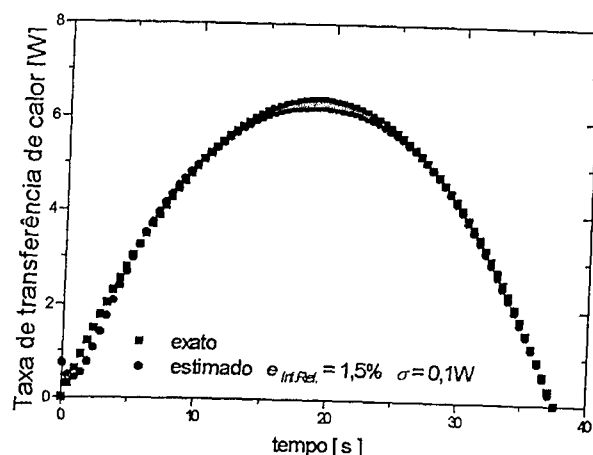
Figura 4.13 – Influência da forma funcional do fluxo de calor, fluxo linear: (a) metal duro (b) cerâmica.

Nos testes de fluxo de calor parabólico e fluxo de calor tipo pulso o efeito do valor final nulo é minimizado, pois o valor final do calor exato também é nulo. Assim, verifica-se que a concordância entre os valores exatos e os valores estimados apresenta uma melhora significativa, principalmente para a amostra em cerâmica onde o erro integral relativo é menor que 2% e o desvio padrão é de no máximo 0,5W (calor tipo pulso). Na Fig. 4.14 apresenta-se a comparação entre a taxa de transferência de calor imposta e a estimada do teste com fluxo de calor parabólico.

No teste de fluxo de calor tipo pulso, os resultados para a amostra em metal duro são bastante inferiores que para amostra em cerâmica; o erro integral relativo é 14% e 0,5% respectivamente e, além disso, o desvio padrão é elevado (4,4W), conforme mostrado na Fig. 4.15.

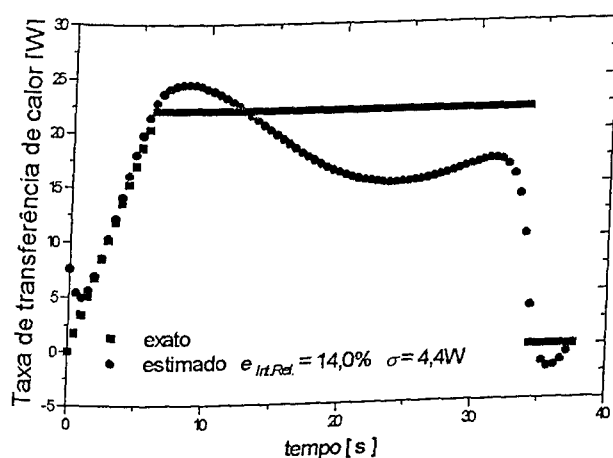


(a)

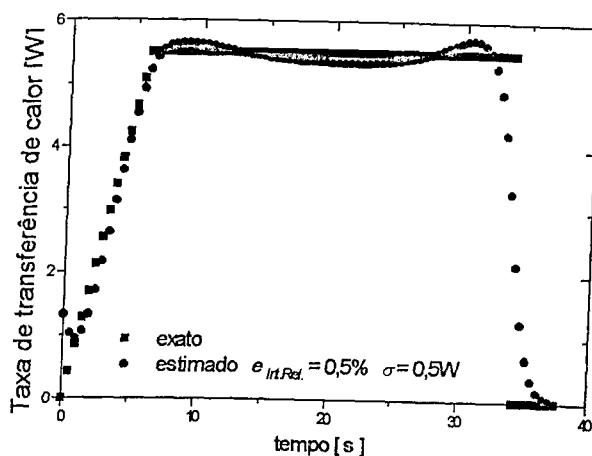


(b)

Figura 4.14 – Influência da forma funcional do fluxo de calor, fluxo parabólico: (a) metal duro (b) cerâmica.



(a)



(b)

Figura 4.15 – Influência da forma funcional do fluxo de calor, fluxo tipo pulso: (a) metal duro (b) cerâmica.

4.3.6 – Influência da Grandeza do Fluxo de Calor Estimado

Na seção anterior, verifica-se que o algoritmo inverso consegue recuperar a forma funcional do fluxo de calor imposto. Em todos os casos a ordem de grandeza do fluxo de calor imposto é escolhida de forma a fornecer temperaturas simuladas de mesma magnitude das temperaturas obtidas nos ensaios experimentais (ver Capítulo VI). O objetivo agora é verificar o comportamento da resposta inversa para diferentes ordens de grandeza do fluxo de calor

imposto. Nesse sentido, o fluxo de calor tipo parabólico é usado para se verificar o desempenho do algoritmo inverso. Os dados numéricos para esta simulação estão relacionados na Tab. 4.2, exceto os valores de ordem de grandeza que são variáveis e estão presentes na Tab. 4.8.

Observa-se na Tab. 4.8, que a redução da grandeza do fluxo de calor imposto provoca o aumento do erro integral relativo para ambos materiais. O desvio padrão também aumenta proporcionalmente, pois corresponde a 19,8% do calor máximo para a amostra em metal duro e 2,8% do calor máximo para a amostra em cerâmica. Já a elevação da grandeza do fluxo de calor imposto para a amostra em metal duro provoca a redução tanto do erro integral relativo (de 12,4% para 0,5%) quanto do desvio padrão (de 9,5% para 3,0% do calor máximo). Para a amostra em cerâmica o desvio padrão também é reduzido de 3,1% para 2,0% do calor máximo. Na Figura 4.16 apresenta-se a influência da grandeza do fluxo de calor sobre a resposta inversa para ambos materiais.

Tabela 4.8 – Influência da grandeza do fluxo de calor.

Material	Metal duro			Cerâmica		
Grandeza(VR)	$4,4 \times 10^7$	$8,0 \times 10^7$	$4,4 \times 10^8$	$1,1 \times 10^7$	$2,0 \times 10^7$	$1,1 \times 10^8$
$e_{Int. Rel.} (\%)$	25,6	12,4	0,5	3,4	1,5	2,4
$\sigma (W)$	2,8	2,4	4,2	0,1	0,1	0,7

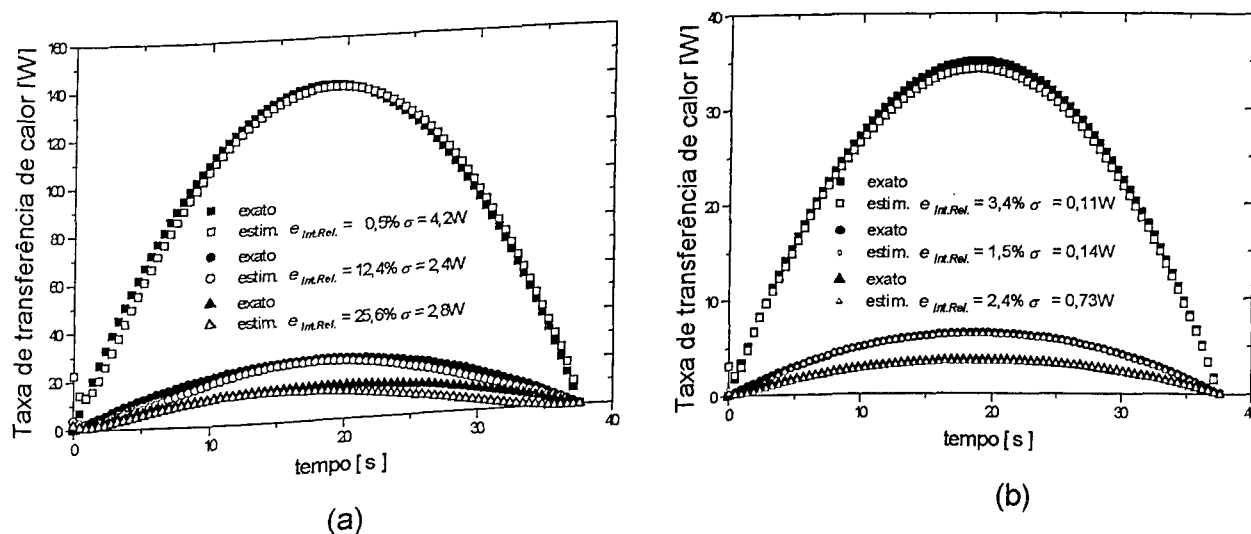


Figura 4.16 – Influência da grandeza do fluxo de calor: (a) metal duro (b) cerâmica.

4.3.7 – Influência do Número de Iterações

O número de iterações do algoritmo inverso é controlado em função do critério de convergência baseado no princípio da discrepância, conforme procedimento descrito na seção 3.7 do Capítulo III. Entretanto, na construção do algoritmo inverso fixa-se que o número mínimo de iterações é igual a cinco e o número máximo é igual a vinte. Este procedimento de segurança visa garantir que um número mínimo de iterações seja realizado e que o programa seja interrompido caso não se atinja a convergência após a realização de vinte iterações. A verificação da influência do número de iterações sobre a resposta inversa é importante, pois segundo Colaço & Orlande (1998) a partir da convergência dos resultados, a continuidade da execução do algoritmo inverso pode implicar na adição de erros aos resultados já convergidos. Assim, apresenta-se um estudo da influência do número de iterações para o problema de fluxo de calor simulado tipo constante, ver Tab. 4.2. Neste caso, a convergência é obtida com apenas cinco iterações pelo princípio da discrepância. O objetivo é avaliar o comportamento da resposta inversa com o aumento do número de iterações.

Observa-se na Tab. 4.9 que o aumento do número de iterações provoca o aumento do erro integral relativo para a amostra em cerâmica. Para a amostra em metal duro, com cinco iterações o erro integral relativo é de 14,0%, com o aumento do número de iterações este valor é reduzido para 6,7% para dez iterações e para 3,8% para quinze iterações. Já para vinte iterações este erro sofre uma pequena elevação de 3,8% para 4,8%, cujo mesmo comportamento também é verificado para a amostra em cerâmica. A avaliação da influência do número de iterações sobre a resposta inversa é melhor explorada na Fig. 4.17.

Tabela 4.9 – Influência do número de iterações.

Material	Metal duro				Cerâmica			
Nº de iterações	5	10	15	20	5	10	15	20
$e_{Int. Rel} (%)$	14,0	6,7	3,8	4,8	0,5	3,9	2,0	2,6
$\sigma (W)$	4,4	2,6	2,7	2,3	0,6	0,4	0,4	0,3

Observa-se que com o aumento do número de iterações a curva estimada apresenta uma maior discrepância com os valores exatos na região próxima ao instante final de medição. Este comportamento é mais visível para a amostra em metal duro. A estimação além do valor ótimo de iteração pode em alguns casos comprometer substancialmente a resposta inversa.

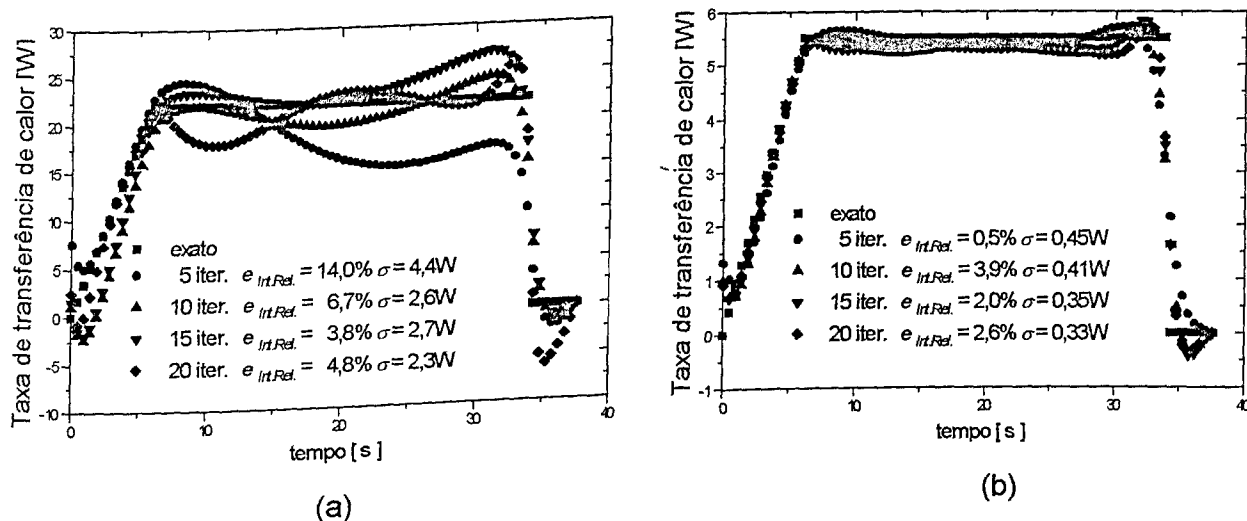


Figura 4.17 – Influência do número de iterações: (a) metal duro (b) cerâmica.

4.3.8 – Influência do Tamanho da Malha Numérica

Outro fator que pode exercer grande influência sobre o fluxo de calor estimado é o tamanho da malha numérica. Nas direções y e z este tamanho é escolhido levando-se em conta a área sujeita ao fluxo de calor, que deve possuir no mínimo três volumes de controle em cada direção (limitação devido à integração numérica usando o método de Simpson, ver seção 3.8 do Capítulo III). Por exemplo, supõe-se que a área sujeita ao fluxo é igual a $0,004 \times 0,002 \text{ m}^2$ ($8,0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$), assim usando-se uma malha numérica de 17×17 volumes de controles nas direções y e z , respectivamente, obtém-se uma área formada por 5 volumes de controle na direção y e 3 volumes na direção z . Com esta malha formada por 5×3 volumes de controle a região sujeita ao fluxo é igual a $0,0036 \times 0,0019 \text{ m}^2$ ($6,8 \times 10^{-6} \text{ m}^2$). Cabe lembrar que o volume de controle nos contornos é a metade do volume de controle interno. A partir da escolha do tamanho da malha nas direções y e z é hora de determinar o tamanho da malha na direção x . Este tamanho deve ser escolhido buscando manter a proporção entre os tamanhos dos volumes de controle em cada direção, assim usando sete volumes de controle para a direção x a esta proporção é mantida, isto é, $dx \approx dy \approx dz \approx 0,0008 \text{ m}$. Portanto, o objetivo agora é a verificação da influência do tamanho da malha numérica na direção x sobre a taxa de transferência de calor estimada. Para tal, o fluxo de calor simulado é do tipo parabólico, cujos dados numéricos estão relacionados na Tab. 4.2. A variação da malha numérica é apresentada na Tab. 4.10 assim como os valores de erro integral relativo e de desvio padrão.

Observa-se que o aumento do tamanho da malha numérica na direção x provoca o aumento do erro integral relativo e também do desvio padrão para ambas amostras. Para a

amostra em metal duro, o uso de 17 volumes de controle na direção x apresenta um efeito mais acentuado, pois a taxa de transferência de calor estimada não apresenta nenhuma correlação com a taxa de transferência de calor imposta, conforme mostrado na Fig. 4.18.

Tabela 4.10 – Influência do tamanho da malha numérica na direção x.

Material	Metal duro			Cerâmica		
Malha numérica (x, y, z)	7x17x17	12x17x17	17x17x17	7x17x17	12x17x17	17x17x17
$e_{Int. Rel}$ (%)	12,4	15,1	27,2	1,5	4,8	6,9
σ (W)	2,4	6,7	13,0	0,1	0,3	1,1

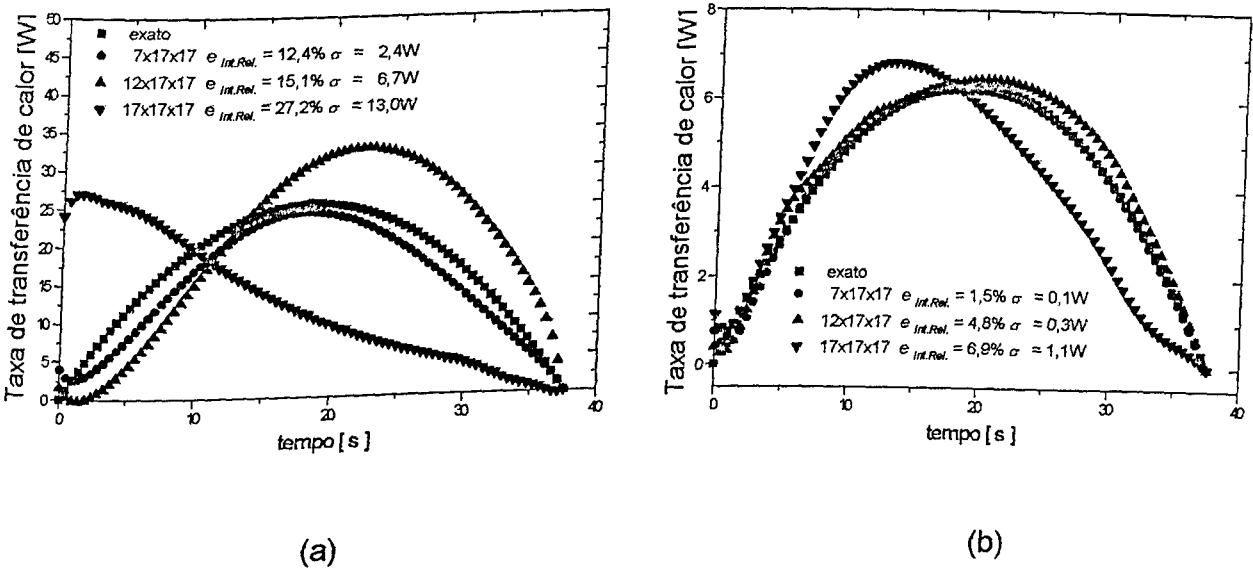


Figura 4.18 – Influência do tamanho da malha numérica na direção x: (a) metal duro (b) cerâmica.

4.3.9 – Influência das Condições de Contorno

A determinação das condições do problema térmico de usinagem é de grande complexidade, existem regiões sujeitas à transferência de calor por convecção e regiões sujeitas à transferência de calor por condução e efeitos da resistência térmica de contato. Nesta simulação, considera-se que todas as regiões estão sujeitas à transferência de calor por convecção. O objetivo é verificar a influência do erro de modelagem numérica de tais condições de contorno. Nesse sentido, a temperatura experimental simulada é calculada em função do fluxo de calor parabólico (Tab. 4.2) considerando-se que todas as seis faces da

amostra estão sujeitas a um coeficiente de transferência de calor por convecção igual a 20W/m²K, exceto na região sujeita ao fluxo de calor. O próximo passo é a execução do algoritmo inverso fornecendo valores de coeficientes de transferência de calor diferentes dos usados no cálculo da temperatura experimental simulada. Assim, dois grupos de teste são realizados: faces da amostra expostas ao ambiente $h_{1,3,5}$ e faces da amostra em contato com o porta ferramenta $h_{2,4,6}$, conforme detalhamento mostrado na Tab. 4.11 e na Fig. 3.1.

Para a amostra em metal duro, verifica-se que a utilização de um coeficiente de transferência de calor nulo (isolado termicamente) e igual a 5W/m²K resulta na elevação do erro integral relativo e também do desvio padrão entre a taxa de transferência de calor imposta e a estimada. Já a utilização de um coeficiente de transferência de calor por convecção igual a 100W/m²K para as faces 1,3 e 5, resulta na redução dos valores dos critérios de comparação. Para a amostra em cerâmica a utilização dos coeficientes de transferência de calor igual a 0,5 e 100W/m²K fornece valores de erro integral relativo da mesma ordem de grandeza para ambas variações.

Tabela 4.11 – Influência das condições de contorno.

Material	Metal duro				Cerâmica			
$h_{1,3,5}$ (W/m²K)	0	5	20	100	0	5	20	100
$e_{Int. Rel}$ (%)	23,0	21,4	12,4	9,2	5,9	5,7	1,5	9,2
σ (W)	4,9	6,8	2,4	1,9	0,7	0,3	0,1	0,5
$h_{2,4,6}$ (W/m²K)	0	5	20	100	0	5	20	100
$e_{Int. Rel}$ (%)	22,0	22,7	12,4	9,1	5,2	5,0	1,5	5,7
σ (W)	4,9	6,4	2,4	1,9	0,3	0,3	0,1	4,8

Nas Figuras 4.19 e 4.20 apresenta-se a evolução temporal da taxa de transferência de calor imposta e da estimada para os dois grupos analisados.

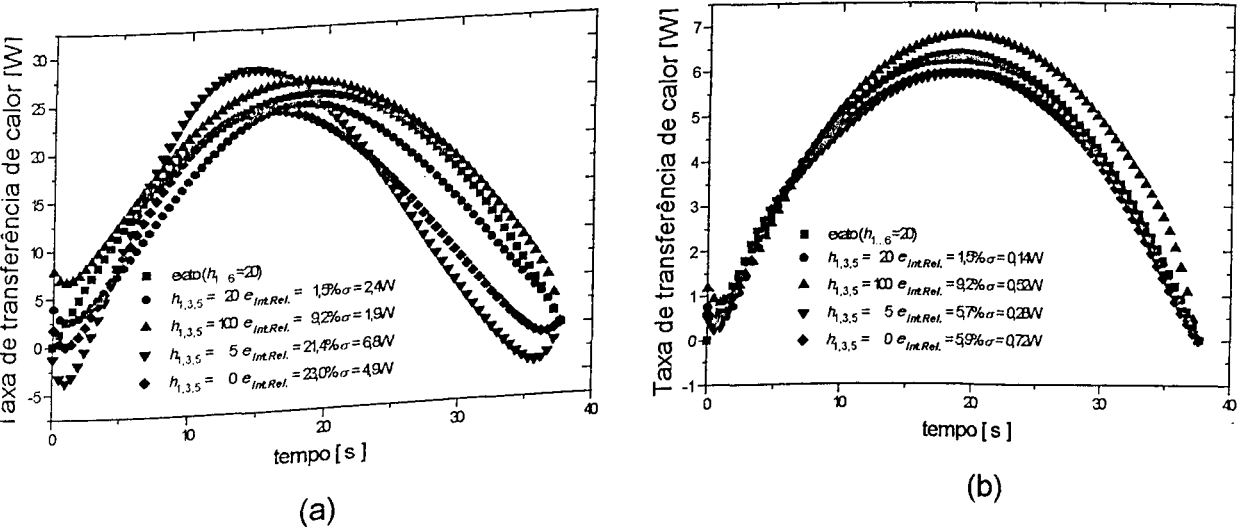


Figura 4.19 – Influência das condições de contorno ($h_{1,3,5}$): (a) metal duro (b) cerâmica.

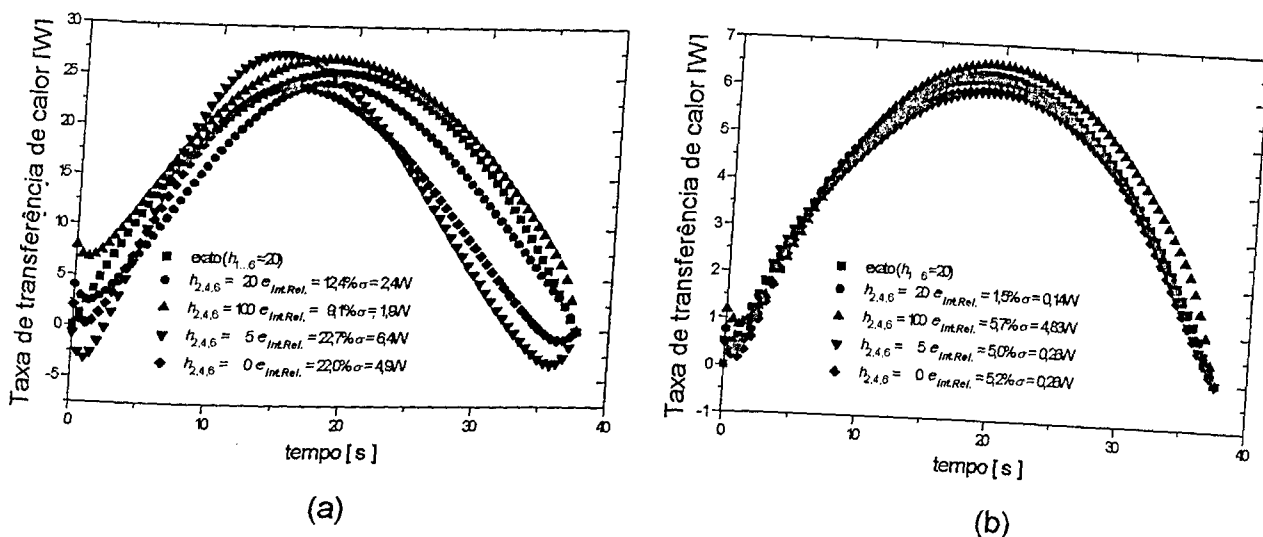


Figura 4.20 – Influência das condições de contorno ($h_{2,4,6}$): (a) metal duro (b) cerâmica.

Apesar de se verificar valores de erro integral relativo de até 23%, observa-se que os coeficientes de transferência de calor por convecção não exercem grande influência sobre os resultados estimados, tendo em vista que a variação dos coeficientes em relação ao valor de referência ($20W/m^2K$) é de +400% ($h = 100W/m^2K$), -75% ($h = 5W/m^2K$) e -100% ($h = 0W/m^2K$). Portanto, a determinação precisa dos coeficientes de transferência de calor por convecção para a obtenção de resultados mais precisos deve ser trabalhada, contudo o uso de valores aproximados para estes coeficientes pode também fornecer resultados estimados que sejam satisfatórios e com significado físico.

4.3.10 – Influência das Propriedades Térmicas

As propriedades térmicas têm um papel muito importante na modelagem numérica de um problema térmico, pois grande parte das equações que descrevem o modelo possui estes parâmetros na sua formulação. Nos problemas inversos em condução de calor, o conhecimento exato das propriedades térmicas do material estudado é primordial para que o resultado estimado represente o problema físico com fidelidade. Entretanto, o conhecimento destas propriedades nem sempre é fácil de ser medido, na maioria das vezes os pesquisadores usam valores tabelados, consideram que os materiais são homogêneos e que as propriedades térmicas não variam com a temperatura (todas essas hipóteses são adotadas neste trabalho). Assim, propõe-se agora um estudo da influência das propriedades térmicas sobre a taxa de transferência de calor estimada. Para tal, a temperatura experimental é simulada em função do fluxo de calor parabólico, cujos dados para simulação numérica estão

na Tab. 4.2. A partir desta temperatura experimental (padrão) o algoritmo inverso é executado para os mesmos valores de condutividade térmica e difusividade térmica usados no cálculo da temperatura. Em seguida, o algoritmo inverso é executado usando a temperatura experimental simulada (padrão) e tendo os valores de condutividade térmica e difusividade térmica reduzidos em 20% e posteriormente, os valores padrões são elevados em 20%. Na Tab. 4.12 apresenta-se a variação da condutividade térmica e da difusividade térmica com seus respectivos valores de erro integral relativo e desvio padrão para as amostras em metal duro e em cerâmica.

Observa-se que tanto a redução como a elevação nos valores das propriedades térmicas provoca o aumento dos valores de erro integral relativo e de desvio padrão para ambos materiais. Este comportamento era esperado, tendo em vista que na execução do algoritmo inverso foram usados valores de propriedades térmicas diferentes dos “reais”. Entretanto para a amostra de metal duro, a redução dos valores de propriedades térmicas não provocou o aumento do erro integral relativo e do desvio padrão conforme observado na Tab. 4.12.

Tabela 4.12 – Influência das propriedades térmicas.

Material	Metal duro			Cerâmica		
Condutividade térmica (W/mK)	80,0	100,0	120,0	20,0	25,0	30,0
Difusividade térmica $\times 10^{-6}$ (m ² /s)	22,0	27,0	32,0	5,8	7,2	8,6
$e_{Int. Rel}$ (%)	6,0	12,4	14,6	7,5	1,5	2,4
σ (W)	1,7	2,4	4,2	0,4	0,1	0,3

Apresenta-se ainda na Fig. 4.21 a evolução temporal da taxa de transferência de calor imposta versus a taxa de transferência de calor estimada.

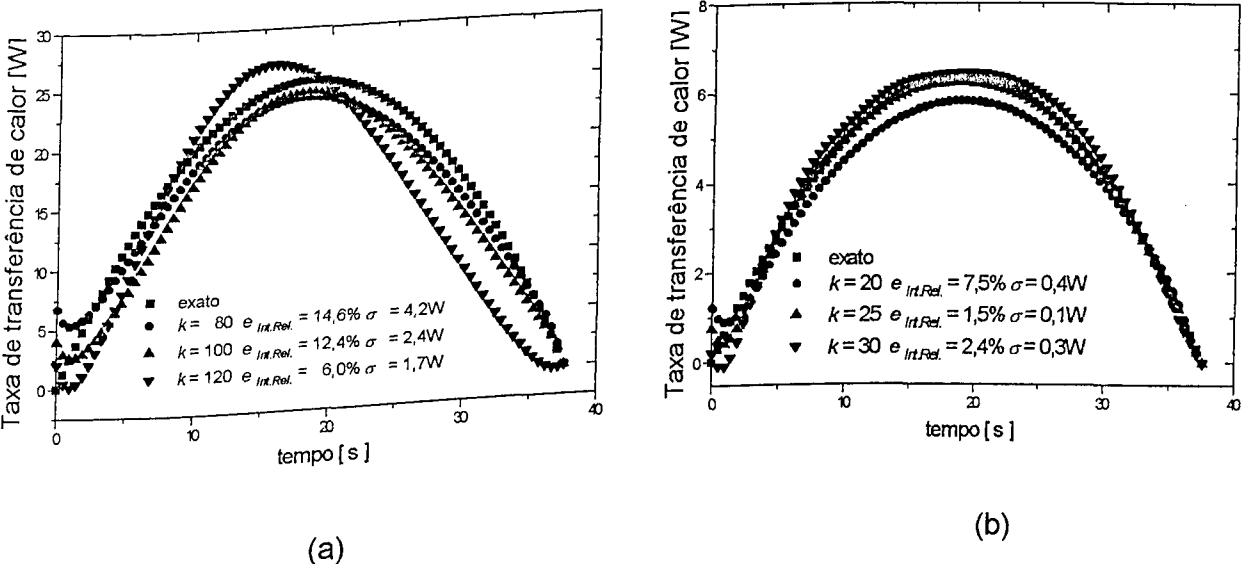


Figura 4.21 – Influência das propriedades térmicas: (a) metal duro (b) cerâmica.

4.4 – Conclusões

Após a realização dos vários testes simulados, verifica-se que os parâmetros de entrada exercem grande influência sobre os resultados estimados. Observa-se que os resultados estimados são mais precisos e estáveis quando: o número de Fourier é maior que três; o número de medições é grande o suficiente para fornecer a melhor informação sobre o fluxo de calor; o intervalo entre medições é suficientemente grande para não causar instabilidade numérica na solução do sistema de equações que representam o problema térmico; o número de termopares tende ao número de componentes de fluxo de calor que se deseja estimar; o sinal de temperatura experimental não é contaminado por fontes de erros; a forma do fluxo a ser estimado possui valor final nulo; a grandeza do fluxo de calor é suficientemente grande para minimizar os efeitos da resistência térmica do material da ferramenta para a obtenção de um sinal de temperatura com melhor informação sobre este fluxo; o processo iterativo é interrompido através do princípio da discrepância para se evitar a adição de erros aos resultados já convergidos; o tamanho da malha numérica é escolhido mantendo-se a proporção das dimensões dos volumes de controle nas três direções axiais; as condições de contorno são estabelecidas com precisão e fidelidade ao problema térmico real; os valores das propriedades térmicas usadas na modelagem numérica representam realmente os materiais estudados. Analisando a influência destes parâmetros sobre a resposta inversa, conclui-se que uma atenção especial deve ser dada na escolha do número de Fourier, do número de medições, do número de termopares, do tamanho da malha numérica e na determinação das propriedades térmicas do material. Quanto aos demais parâmetros de entrada, verifica-se que a incerteza gerada aos resultados estimados não é significativa se comparada à escala de variação destes parâmetros nos testes aqui simulados. Portanto, como a técnica de problemas inversos tem como objetivo a obtenção de uma grandeza desconhecida a partir da resposta do sistema, sugere-se que se faça um estudo da influência destes parâmetros para um caso simulado com condições similares ao problema real, pois a partir desta análise pode-se verificar as limitações do modelo inverso e buscar as condições ideais para que se minimize a interferência dos parâmetros de entrada sobre os resultados estimados.

No próximo capítulo será apresentada a aplicação do algoritmo inverso para casos experimentais em condições controladas. O objetivo deste capítulo é complementar a análise de sensibilidade com dados experimentais e ainda buscar a validação do algoritmo inverso.

Em seguida, no Capítulo VI, será apresentada a bancada experimental usada para a realização dos testes experimentais do problema térmico de usinagem. Apresenta-se ainda neste capítulo a descrição de todos os parâmetros físicos e hipóteses adotadas para a solução do problema térmico.

No Capítulo VII serão apresentados os resultados para aplicação do algoritmo inverso no problema térmico de usinagem real baseando-se na análise de sensibilidade desenvolvida neste capítulo.

CAPÍTULO V

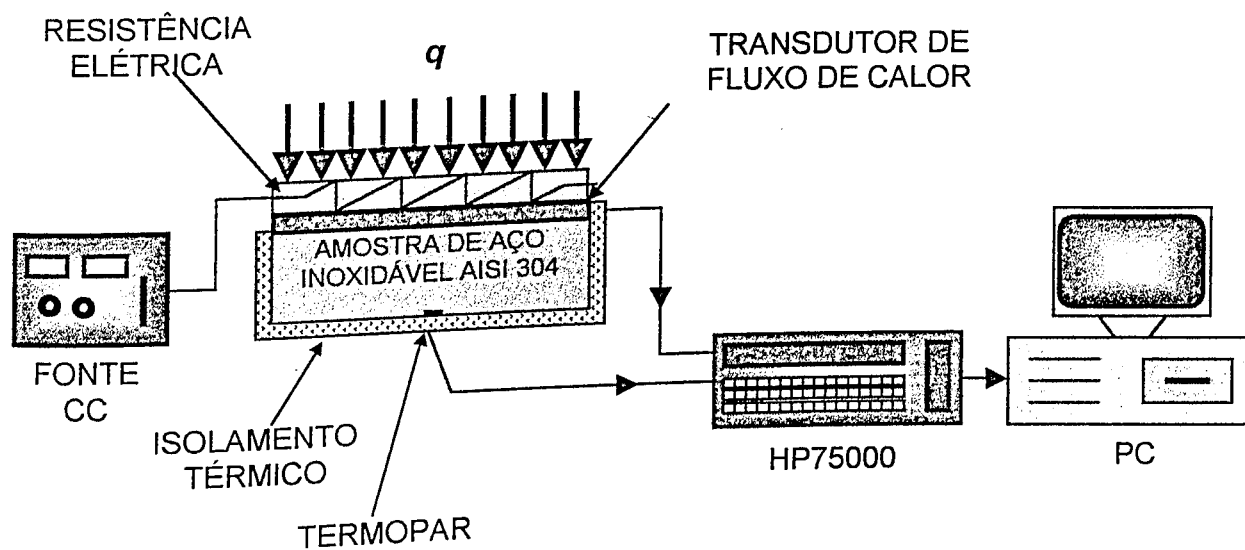
Validação do Algoritmo Inverso Através de Sua Aplicação em Problemas Experimentais Controlados 1D e 3D

5.1 – Introdução

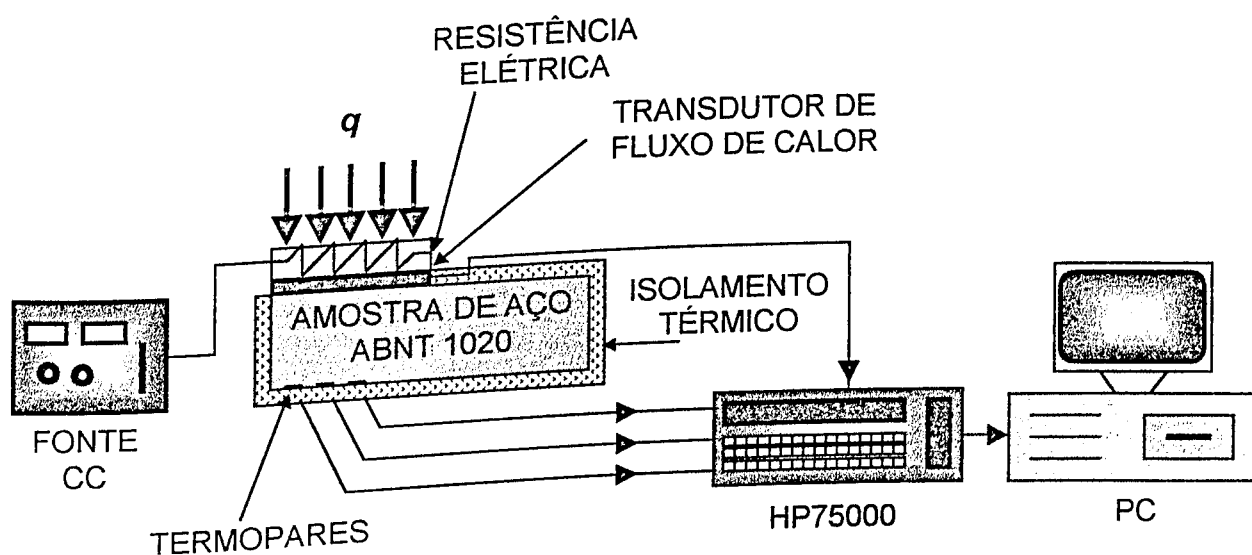
Neste capítulo, apresenta-se a validação da técnica proposta a partir do uso de testes experimentais em laboratório, em condições controladas, buscando a comprovação da eficiência da metodologia desenvolvida. O algoritmo inverso tridimensional é avaliado através de uma abordagem unidimensional e tridimensional. Na abordagem unidimensional, além de se comparar o fluxo de calor estimado com o fluxo de calor medido experimentalmente é apresentada, ainda, a solução direta do problema térmico. Nesse caso, a temperatura é calculada em função do fluxo de calor estimado e comparada à temperatura medida pelo termopar. O capítulo é concluído apresentando-se a abordagem tridimensional.

5.2 – Procedimento Experimental Controlado

A bancada de teste foi projetada para fornecer o campo de temperatura experimental a partir de uma fonte de fluxo de calor conhecida. A finalidade desse estudo é utilizar as temperaturas experimentais como parâmetro de entrada do modelo inverso e comparar o fluxo de calor estimado com o fluxo de calor medido experimentalmente. Nesse sentido, dois problemas térmicos são projetados. No primeiro, uma amostra de aço inoxidável AISI 304 modificado é submetida a uma fonte de fluxo de calor uniforme e constante sobre toda a sua superfície (análise unidimensional) e no segundo, uma amostra de aço carbono ABNT 1020 é submetida a uma fonte de fluxo de calor sobre um quarto da superfície superior em $x = 0$ (análise tridimensional). Apresenta-se na Fig. 5.1, o aparato experimental usado para a validação do modelo inverso tridimensional proposto neste trabalho para ambas configurações.



(a)



(b)

Figura 5.1 – Aparato experimental: (a) análise unidimensional (b) análise tridimensional.

No projeto da bancada experimental algumas hipóteses simplificadoras são assumidas para reduzir o grau de complexidade do problema de usinagem real. Para tanto, a amostra que simula a ferramenta de corte é projetada como um paralelepípedo perfeito, isto é, todas as seis faces possuem um ângulo de noventa graus; o ângulo de saída, ângulo de corte e possíveis rebaiços ou furos são desconsiderados. Os materiais das amostras são considerados homogêneos com propriedades térmicas conhecidas e constantes.

O fluxo de calor aplicado na face superior da amostra, q , é gerado e medido por um duplo sensor resistência/transdutor. O duplo sensor foi desenvolvido pelo LMPT/UFSC e calibrado conforme protocolo desenvolvido no LTCM/UFU. O transdutor de calor é baseado em termopilhas depositadas eletroquimicamente numa lâmina condutora. As dimensões do transdutor de calor são $0,05 \times 0,05 \times 0,001$ m e o tempo de resposta é inferior a 10 ms. Uma fonte de corrente contínua com ajuste manual da tensão e da corrente é usada para fornecer a energia elétrica à resistência elétrica do duplo sensor.

As condições de contorno da ferramenta no problema de usinagem real, que são bastante complexas, são simplificadas pela utilização de um isolante térmico (poliestireno expandido). Assim, as trocas convectivas com o meio ambiente e resistências térmicas de contato podem ser desprezadas.

As temperaturas experimentais foram medidas através de termopares tipo K (Cromel-Alumel) soldados na face inferior da amostra, conforme mostrado nas Fig. 5.2 e 5.10. Os termopares foram calibrados previamente no Laboratório de Transferência de Calor e Massa (LTCM). A condição inicial da amostra (temperatura inicial) é considerada como a média das leituras da temperatura obtidas no instante de tempo inicial.

Os sinais de temperatura e de fluxo de calor são adquiridos usando-se o sistema de aquisição de dados HP Série 75000 B (Data acquisition/ Control Unit). Este sistema é acoplado a um micro computador Pentium 100 MHz que executa o software de gerenciamento de aquisição dos dados experimentais (HP VEE32) e faz armazenagem dos sinais de temperatura e fluxo de calor num diretório ou num disquete.

5.2.1 – Análise Unidimensional

Na primeira configuração experimental, a amostra de aço inoxidável AISI 304 modificado é submetida a uma fonte de fluxo de calor sobre toda a superfície em $x = 0$. A temperatura experimental é medida na face oposta usando-se um único termopar soldado no centro desta superfície (Fig. 5.2). As dimensões da amostra são $0,05 \times 0,05 \times 0,0097$ m. As propriedades térmicas são consideradas constantes e independentes da temperatura, cujos valores de condutividade térmica e difusividade térmica são respectivamente, $k = 11,434$ W/mK e $\alpha = 3,486 \times 10^{-6}$ m²/s (Lima e Silva, 2000).

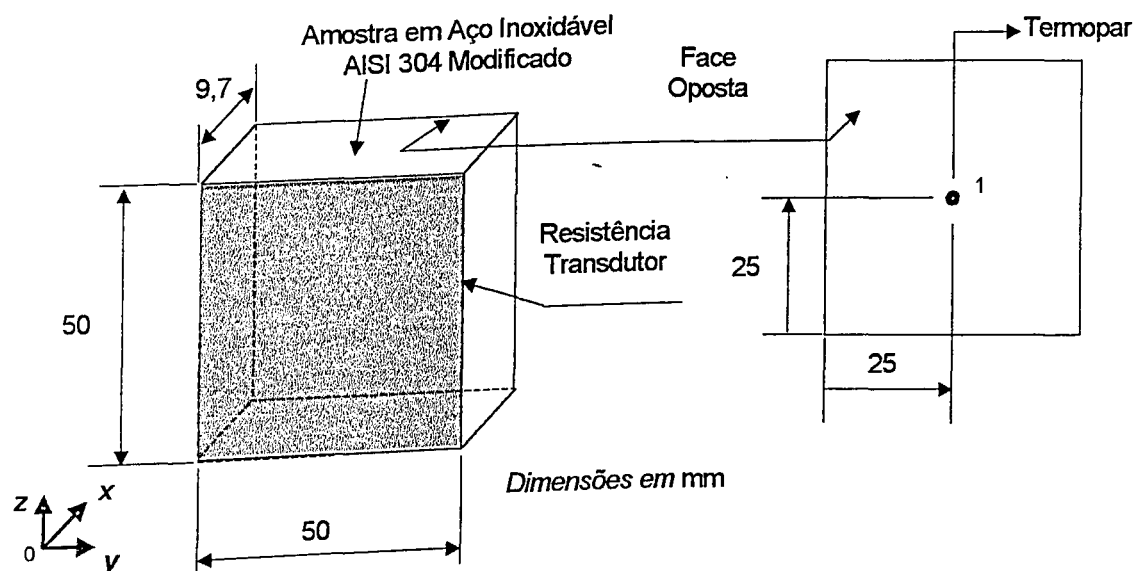


Figura 5.2 – Detalhamento da montagem experimental para a análise unidimensional.

A distribuição de fluxo de calor uniforme na direção x e a utilização de isolamento térmico nas demais superfícies permitem que os efeitos da difusão de calor nas direções y e z sejam desprezados. Portanto, uma abordagem unidimensional pode ser aplicada e o problema térmico pode ser representado pelo esquema mostrado na Fig. 5.3.

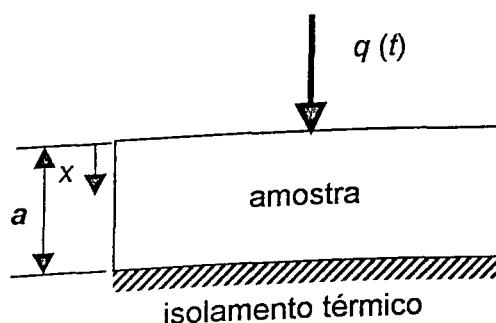


Figura 5.3 – Problema térmico unidimensional – Fluxo de calor imposto, $q(t)$.

O problema térmico unidimensional pode ser descrito pela equação da difusão de calor como,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5.1)$$

e sujeito às condições de contorno

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = q(t) \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=a} = 0 \quad (5.3)$$

e à condição inicial

$$T(x,0) = T_0 \quad (5.4)$$

Segundo Lima e Silva (2000), a solução para este problema térmico pode ser obtida através do uso de funções de Green. Entretanto, neste trabalho esta solução unidimensional é obtida numericamente através do método de volumes finitos.

Teste A:

No Teste A, a intensidade de corrente elétrica usada para gerar a distribuição de fluxo de calor é elevada gradativamente (manualmente) ao longo do tempo até atingir um valor máximo e a partir deste ponto é decrescida até um valor nulo. O resultado deste controle é uma curva de distribuição de fluxo de calor “suavizada”, isto é, os efeitos de aquecimento e resfriamento bruscos são atenuados. A amostra de aço inoxidável AISI 304 é modelada por uma malha numérica com 13x15x15 volumes de controle nas direções x , y , e z , respectivamente. As medições de temperatura são obtidas pelo termopar do tipo K (soldado na face oposta) em intervalos de 0,723s, totalizando 458 medições. Entretanto, devido à limitação da memória computacional do algoritmo do modelo inverso tridimensional, o número de medições é reduzido para 75 usando-se as leituras de temperatura em intervalos de 4,338s. Apresenta-se na Fig. 5.4, a comparação entre o fluxo de calor medido e o fluxo de calor estimado. A diferença entre as duas curvas é calculada através do erro integral relativo ($e_{Int. Rel.}$), definido no Capítulo IV e dado por

$$e_{Int. Rel.} = 100 \times \frac{\int_0^{t_f} |q_{exp}(t) - q_{est}(t)| dt}{\int_0^{t_f} [q_{exp}(t)] dt} \quad (5.5)$$

onde t_f é o instante de tempo final de medição e, q_{exp} e q_{est} são, respectivamente, o fluxo de calor experimental e o fluxo de calor estimado. Este critério permite quantificar a diferença entre

as duas curvas de maneira global e torna-se muito útil na análise inversa, pois o objetivo é verificar a influência da distribuição de fluxo de calor sobre a distribuição de temperatura na amostra (relação causa e efeito).

Observa-se uma boa concordância entre os valores medidos e os valores estimados, exceto na região de fluxo de calor máximo (localizada entre 125s e 225s). O erro integral relativo é de apenas 5,7%, tendo em vista que somente a informação de uma temperatura experimental foi usada para estimar 15x15 diferentes componentes de fluxo de calor. Cabe ressaltar, que o fluxo de calor estimado apresentado na Fig. 5.4 representa a soma taxa de transferência de calor estimada das 15x15 componentes de fluxo de calor dividida pela área total da superfície da amostra em $x = 0$.

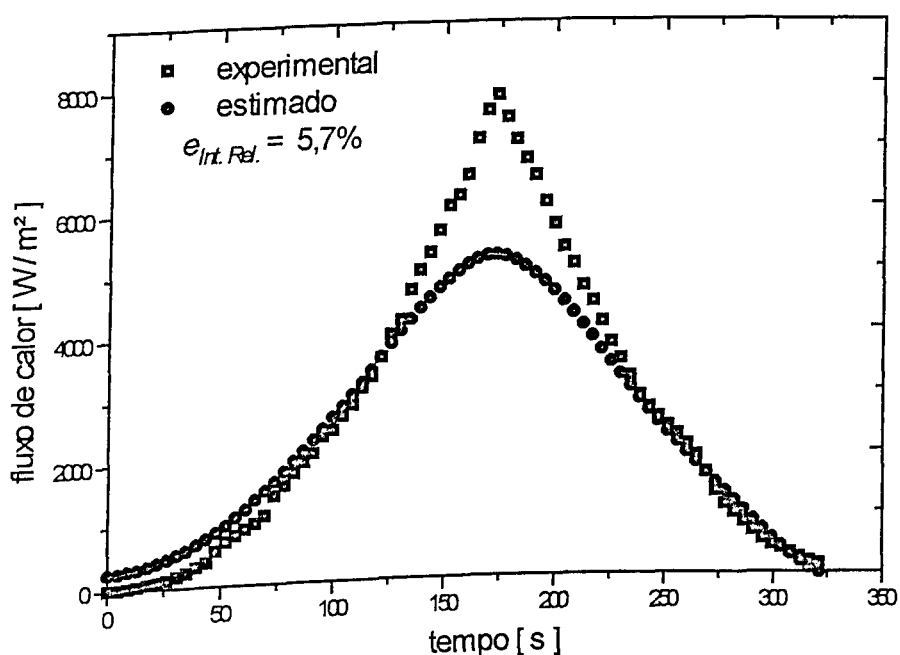


Figura 5.4 – Teste A, fluxo de calor experimental e estimado.

Na Figura 5.5a apresenta-se a comparação entre a temperatura experimental e a temperatura calculada com o fluxo de calor experimental. A temperatura experimental é medida através do termopar e a temperatura calculada é obtida através da solução numérica das Eq. (5.1-5.4), que representam o problema unidimensional, usando-se o fluxo de calor medido como condição de contorno na Eq. (5.2). A diferença absoluta entre estas distribuições de temperatura é evidenciada na Fig. 5.5b através do resíduo temporal, definido por

$$e(t) = |T_{calc}(t) - Y(t)| \quad (5.6)$$

onde T_{calc} e Y são, respectivamente, a temperatura calculada e a temperatura experimental. Observa-se que o resíduo entre a temperatura calculada e a temperatura experimental cresce com o aumento do tempo. Este comportamento pode ser gerado devido a aproximações adotadas na construção do modelo térmico unidimensional e devido ao erro experimental existente na calibração dos transdutores de temperatura. Assim, pode-se considerar que a solução numérica unidimensional é válida para o problema térmico descrito pelas Eq.(5.1-5.4) e pode ser usada para comprovar a eficiência do algoritmo inverso tridimensional. Nesse sentido, apresenta-se na Fig. 5.6 a comparação entre a temperatura experimental e a temperatura calculada usando o fluxo de calor estimado.

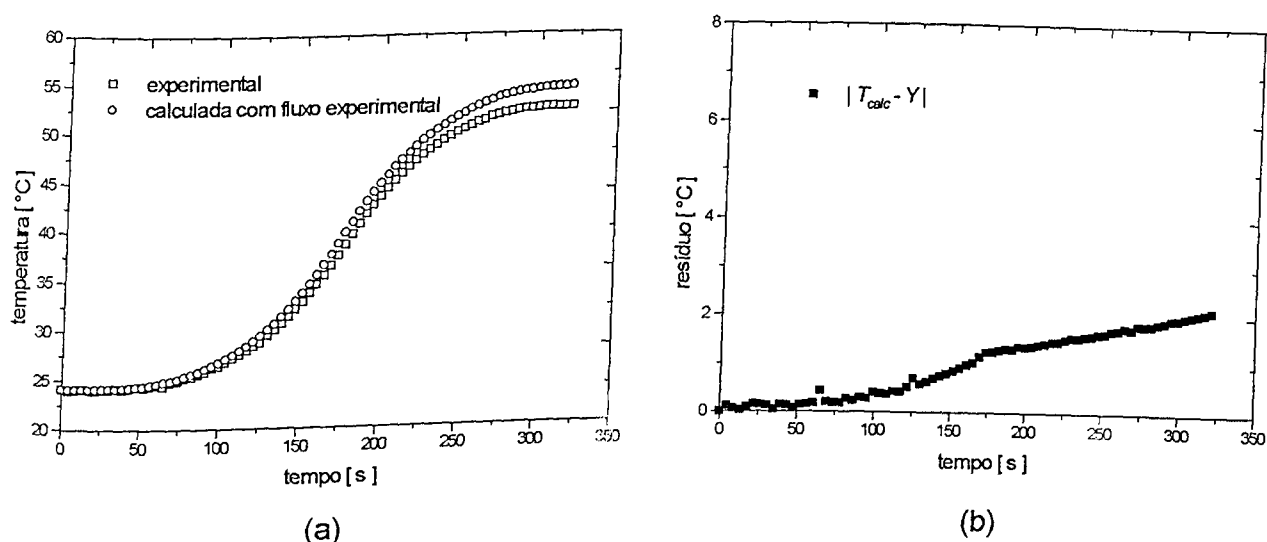


Figura 5.5 – Teste A: (a) comparação entre temperatura experimental e temperatura calculada com fluxo experimental (b) resíduo temporal.

Verifica-se uma boa concordância entre a temperatura experimental e a temperatura calculada com o fluxo estimado. Observa-se, que apesar do fluxo de calor estimado ser 5,7% diferente em relação ao fluxo de calor experimental, o resíduo entre a temperatura experimental e a temperatura calculada permanece na mesma ordem de grandeza do resíduo calculado entre a temperatura experimental e a temperatura calculada com o fluxo experimental. Entretanto, na região de fluxo de calor máximo (entre 125s e 225s) pode-se observar a influência do fluxo de calor estimado sobre a temperatura calculada. Nota-se que o comportamento do resíduo entre as distribuições de temperatura é alterado e os valores das temperaturas calculadas com o fluxo de calor estimado tornam-se menores que os da temperatura experimental.

SISBI/UFU
202652

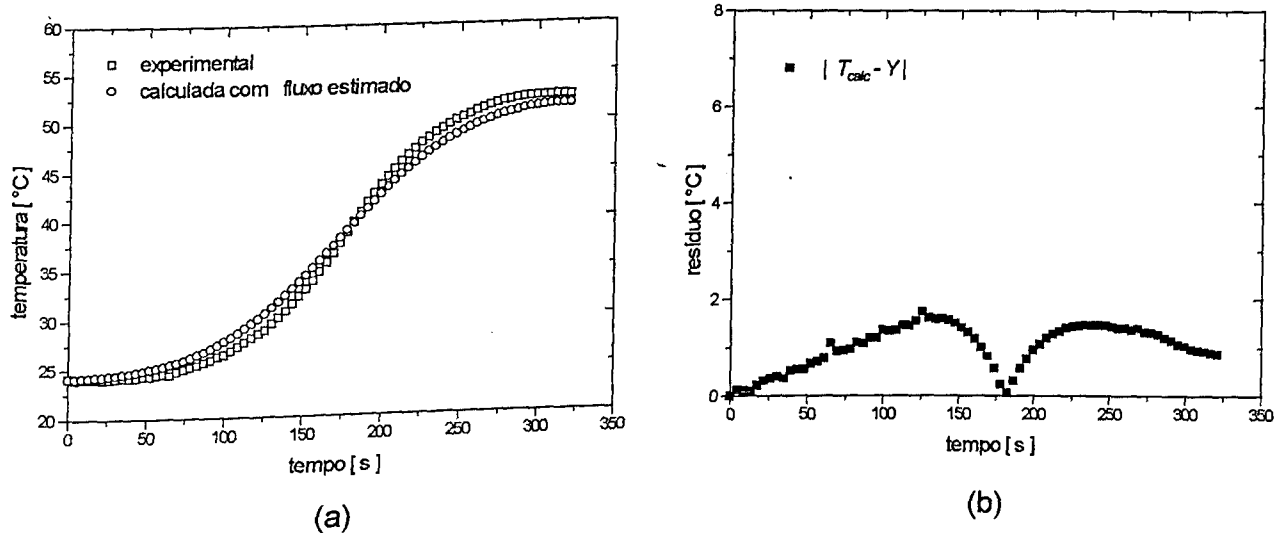


Figura 5.6 – Teste A: (a) comparação entre temperatura experimental e temperatura calculada com fluxo estimado (b) resíduo temporal.

Teste B:

No Teste B, os efeitos de aquecimento e resfriamento bruscos são avaliados. A intensidade de corrente elétrica usada para gerar a distribuição de fluxo de calor é constante e fornecida a resistência elétrica durante o tempo de aquecimento de aproximadamente 100s (padrão liga-desliga). A amostra de aço inoxidável AISI 304, novamente, é modelada por uma malha numérica com 13x15x15 volumes de controle nas direções x , y , e z , respectivamente. As medições de temperatura são obtidas pelo termopar do tipo K (soldado na face oposta) em intervalos de 0,7852s, totalizando 151 medições. Entretanto, devido à limitação da memória computacional do algoritmo do modelo inverso tridimensional, o número de medições é reduzido para 75 usando-se as leituras de temperatura em intervalos de 1,5704s.

A comparação entre o fluxo de calor medido e o fluxo de calor estimado é apresentada na Fig. 5.7. O erro integral relativo ($e_{Int. Rel.}$) é igual a 26,7%. Este elevado valor é devido principalmente ao efeito do desligamento brusco da fonte de calor, cujo comportamento não foi estimado pelo algoritmo inverso tridimensional. Na tentativa de se verificar a sensibilidade do método inverso para este tipo de fluxo de calor, apresenta-se ainda na Fig. 5.7 um estudo da interferência do número de termopares na obtenção da resposta inversa. Nesse sentido, considera-se que a temperatura experimental é medida em 4 e 9 “pseudo-termopares” dispostos na face oposta, isto é, a informação de temperatura experimental medida no ponto $y = 25\text{mm}$ e $z = 25\text{mm}$ é extrapolada para outros 4 e 9 pontos, totalizando 5 e 10 termopares, respectivamente. Este procedimento é aceitável, tendo em vista que a distribuição de fluxo de calor é uniforme na direção x e os efeitos de perda de calor por convecção são minimizados

pela utilização do isolamento térmico. A partir deste estudo verifica-se que o erro integral relativo é reduzido com o aumento do número de termopares, sendo de 1,6% para cinco termopares e 4,0% para dez termopares. Portanto, o número de termopares exerce grande influência sobre a resposta inversa e deve ser escolhido para fornecer informação suficiente sobre o fluxo de calor a ser estimado.

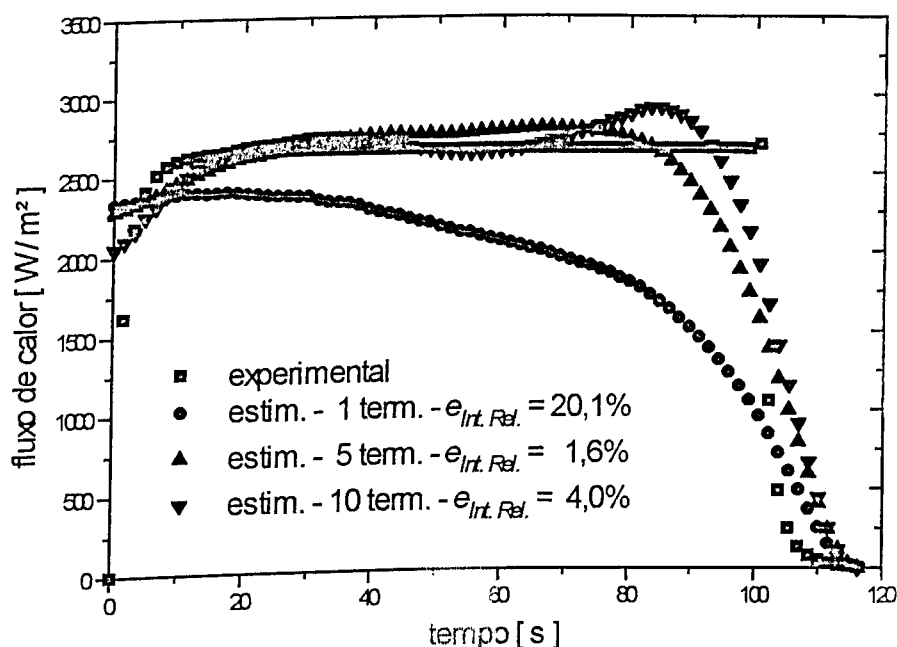


Figura 5.7 – Teste B, fluxo de calor experimental e estimado.

Na Figura 5.8 apresenta-se a comparação da temperatura experimental com a temperatura calculada usando fluxo de calor medido. Observa-se que o resíduo entre as distribuições de temperatura cresce com o tempo, apresentando o mesmo comportamento verificado para o Teste A. Desse modo, pode-se concluir que o modelo numérico unidimensional é coerente e que as aproximações das hipóteses simplificadoras atuam de maneira similar no cálculo da distribuição de temperatura.

Na tentativa de verificar a validade da solução inversa, na Fig. 5.9 é apresentada uma comparação entre a temperatura experimental e a temperatura calculada com o fluxo de calor estimado. Neste caso, cabe ressaltar que são usados os resultados do fluxo de calor estimado usando um único termopar para o cálculo da temperatura através das Eq. (5.1-5.4). Observa-se que a temperatura calculada com o fluxo de calor estimado apresenta uma boa concordância com os valores experimentais até aproximadamente 70s, e após este instante de tempo o valor absoluto do resíduo entre as temperaturas aumenta devido à influência do fluxo de calor subestimado em relação ao fluxo de calor medido, causado pelo efeito das perdas de calor

laterais e na superfície oposta. Quando esse efeito torna-se significativo, a diferença entre a curva de temperatura calculada e a curva de temperatura medida tende a ficar mais acentuada

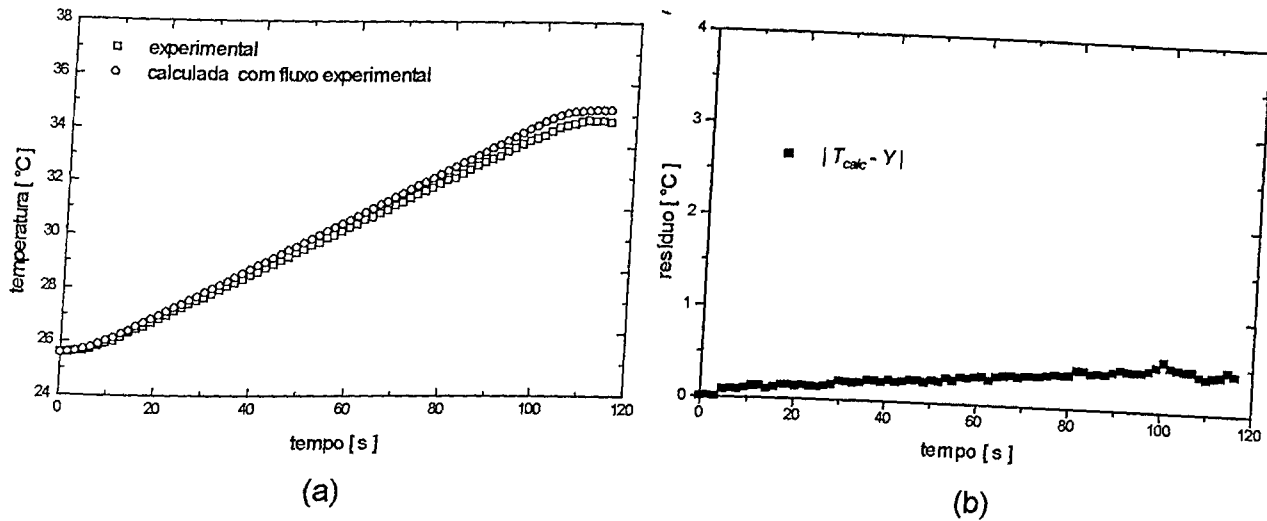


Figura 5.8 – Teste B: (a) comparação entre temperatura experimental e temperatura calculada com fluxo experimental (b) resíduo temporal.

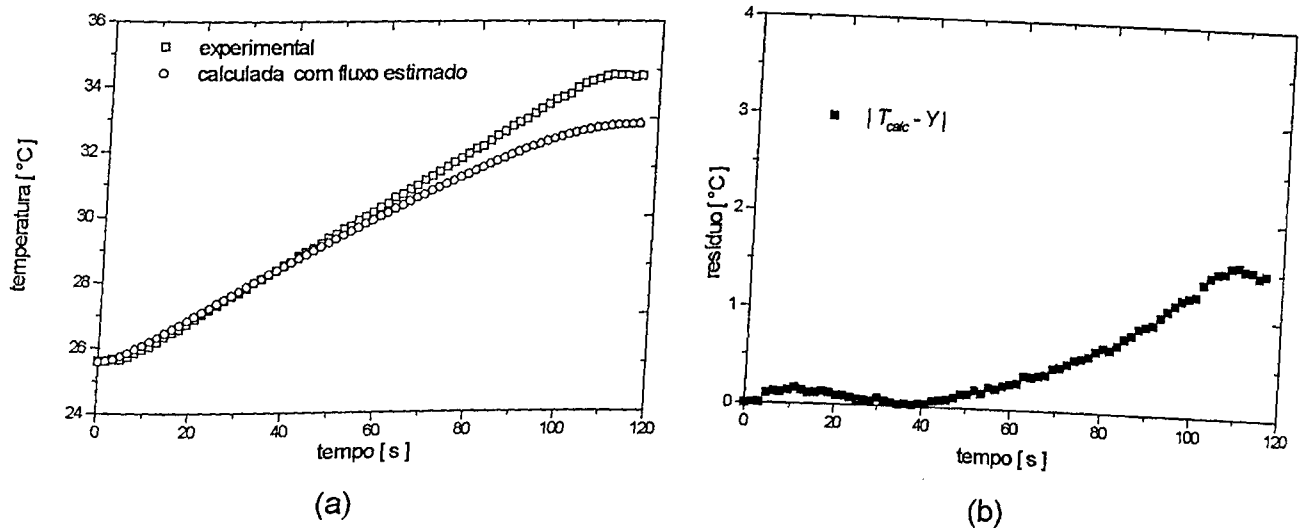


Figura 5.9 – Teste B: (a) comparação entre temperatura experimental e temperatura calculada com fluxo estimado (b) resíduo temporal.

Portanto, através da análise unidimensional pode-se concluir que o algoritmo inverso consegue recuperar o fluxo de calor aplicado à amostra. A distribuição de fluxo de calor estimado, apesar de ser até 20% diferente da curva de calor medido, permite a obtenção da distribuição de temperatura com baixos valores de resíduo temporal. Para completar a validação do algoritmo inverso, são apresentados a seguir testes experimentais realizados em condições controladas que propiciam uma análise tridimensional.

5.2.2 – Análise Tridimensional

Na segunda configuração experimental, a fonte de fluxo de calor é aplicada sobre um quarto da superfície da amostra de aço carbono ABNT 1020 em $x = 0$. A temperatura experimental é medida na face oposta usando-se nove termopares soldados à superfície (Fig. 5.10). As dimensões da amostra são $0,1 \times 0,1 \times 0,015$ m. As propriedades térmicas são consideradas constantes e independentes da temperatura, cujos valores de condutividade térmica e difusividade térmica são respectivamente, $k = 51,9$ W/mK e $\alpha = 1,36 \times 10^{-5}$ m²/s (MatWeb¹, 2000).

Neste caso, os efeitos da difusão de calor nas direções y e z são avaliados e, portanto uma abordagem tridimensional é realizada. A amostra de aço carbono ABNT 1020 é modelada por uma malha numérica com $13 \times 27 \times 27$ volumes de controle nas direções x , y , e z , respectivamente. As medições de temperatura são obtidas pelos nove termopares do tipo K (soldados na face oposta) em intervalos de 1,71s. São apresentados três testes experimentais variando-se o tempo de aquecimento e conseqüentemente variando-se o número total de medições. A intensidade de corrente elétrica usada para gerar a distribuição de fluxo de calor é constante e fornecida à resistência elétrica para os três diferentes tempos de aquecimento (padrão liga-desliga). Com este procedimento os efeitos de aquecimento e resfriamento bruscos são avaliados. A diferença entre evolução de fluxo de calor experimental e o fluxo de calor estimado é calculada através do erro integral relativo ($e_{Int. Rel.}$) definido na Eq. (5.5).

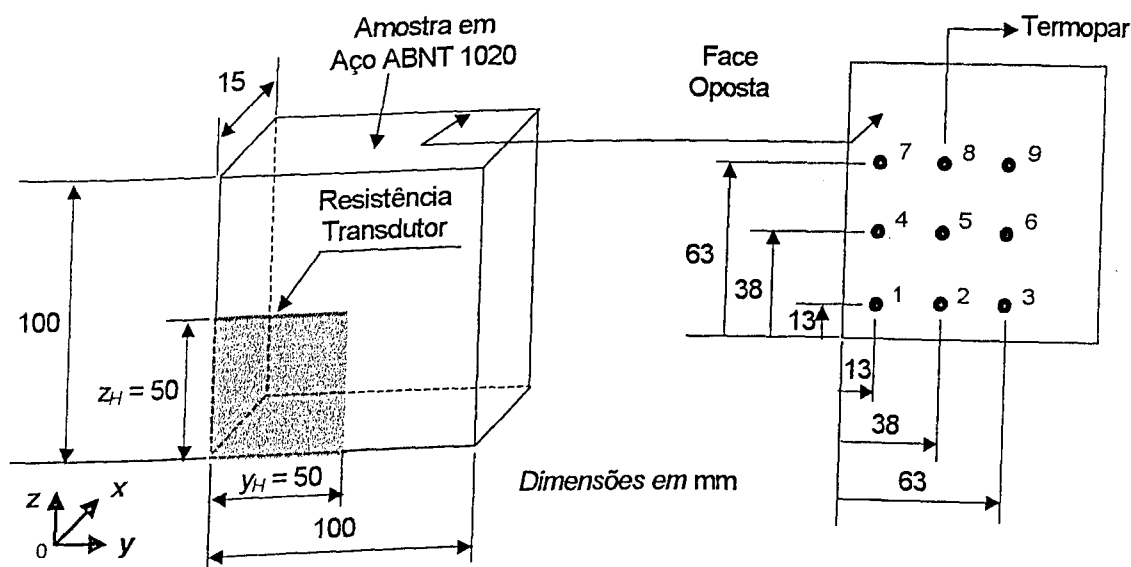


Figura 5.10 – Detalhamento da montagem experimental para a análise tridimensional.

¹ <http://www.matls.com>

A Tabela 5.1 apresenta os tempos de aquecimento para os três testes experimentais e os respectivos erros integrais relativos.

Tabela 5.1 – Tempo de aquecimento e erro integral relativo.

Teste	Tempo de aquecimento (s)	Número de Fourier, F_0	Erro integral relativo, $e_{Int. Rel.}(\%)$
C	40	2,4	6,4
D	70	4,2	1,0
E	80	4,8	0,7

Apresenta-se nas Fig. 5.11, 5.12 e 5.13 a comparação entre o fluxo de calor experimental e o fluxo de calor estimado para os três testes experimentais (C, D e E, respectivamente). Verifica-se que o erro integral relativo tende a diminuir com o aumento do tempo de aquecimento. Esse comportamento comprova a influência do número de Fourier sobre os resultados estimados conforme estudo apresentado no Capítulo IV.

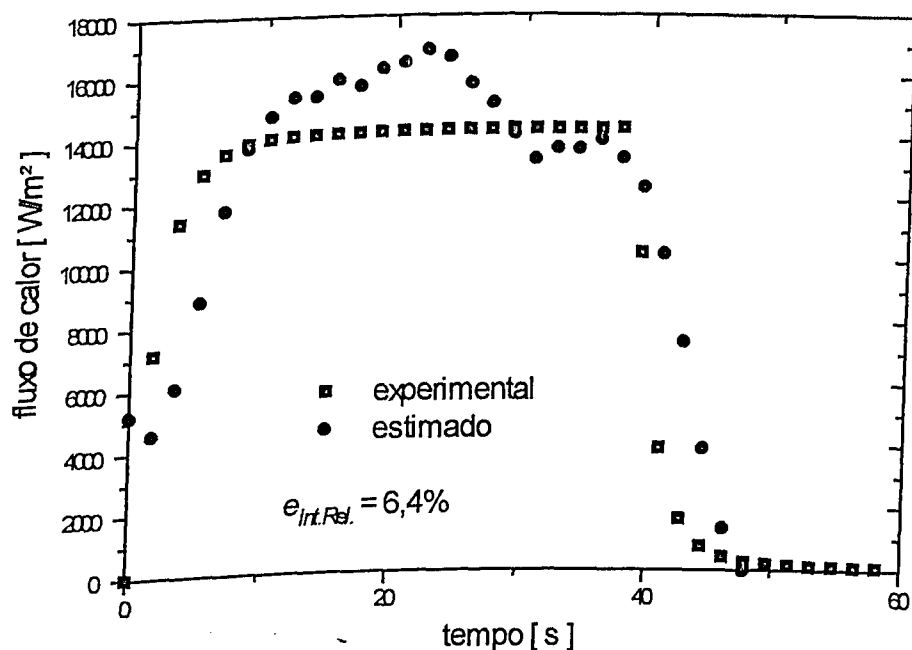


Figura 5.11 – Teste C, fluxo de calor experimental e estimado.

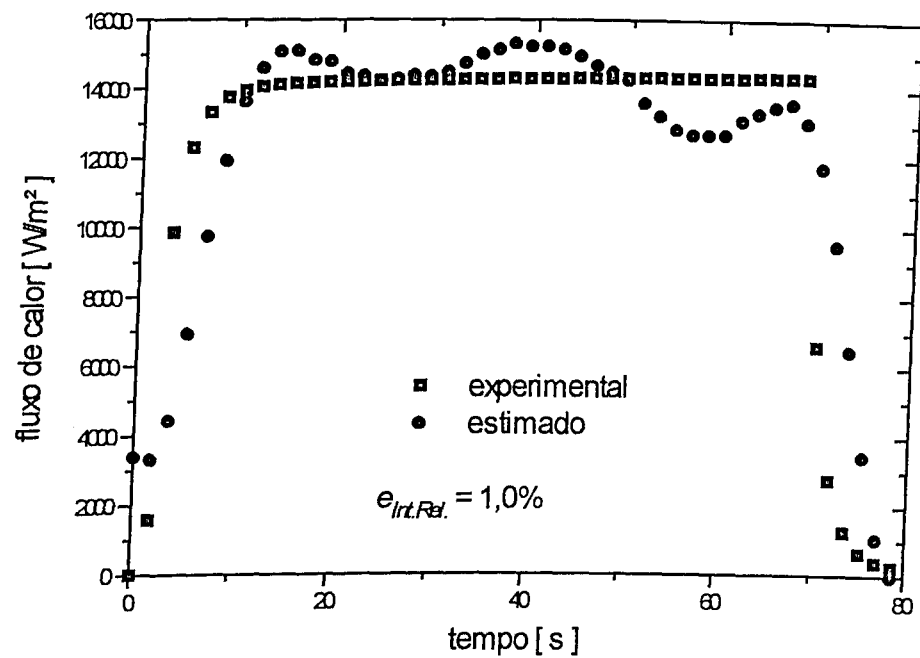


Figura 5.12 – Teste D, fluxo de calor experimental e estimado.

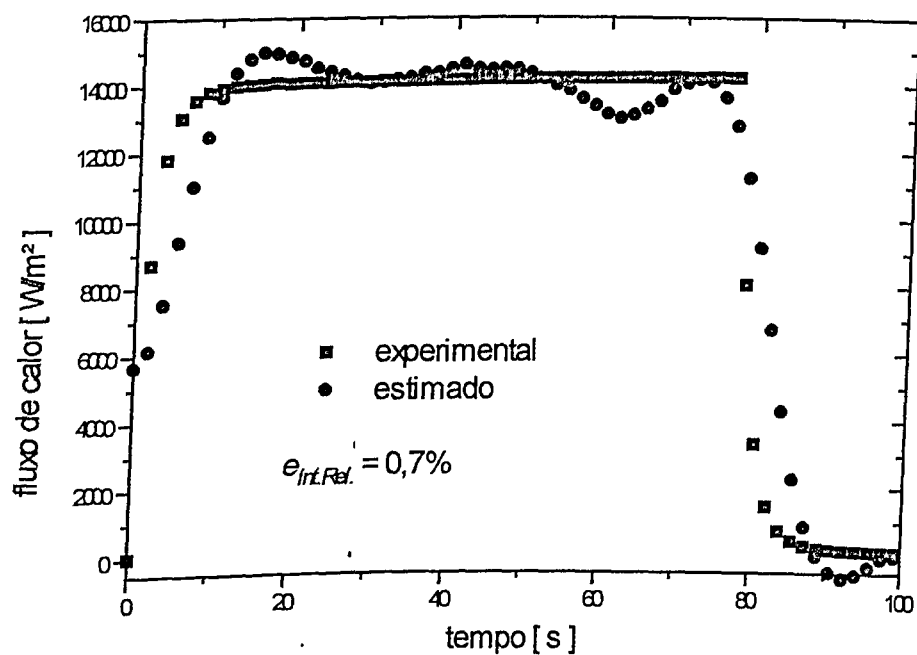


Figura 5.13 – Teste E, fluxo de calor experimental e estimado.

A utilização do modelo inverso tridimensional nos Testes A, B, C, D e E permite um estudo do comportamento do algoritmo computacional para cinco diferentes configurações. Verifica-se que o modelo inverso apresenta resultados coerentes e com relativa precisão. Além disso, o uso da solução numérica unidimensional no cálculo da distribuição de temperatura em

função do fluxo de calor possibilita a validação do método inverso, pois a temperatura calculada quando comparada à temperatura experimental apresenta baixos valores de erro relativo. Portanto, com base nos resultados obtidos, pode-se considerar que o modelo inverso tridimensional tem condições de fornecer uma boa estimativa para a distribuição de fluxo de calor desconhecida que flui para a ferramenta de corte durante o processo de usinagem por torneamento.

A seguir no, Capítulo VI, serão apresentados os resultados na estimação do fluxo de calor e temperatura na ferramenta de corte durante o processo de usinagem por torneamento.

CAPÍTULO VI

Procedimento e Resultados Experimentais

6.1 – Introdução

Apresenta-se neste Capítulo o detalhamento da bancada experimental, o planejamento dos testes experimentais (onde são relacionados todos os parâmetros térmicos e de usinagem), o posicionamento dos termopares e finalmente, os resultados estimados para o calor gerado e temperatura na interface cavaco-ferramenta.

6.2 – Bancada Experimental

A bancada experimental é apresentada na Fig. 6.1. As principais partes do aparato são:

- Torno mecânico convencional IMOR MAXI – II – 520 – 6CV (LEPU/FEMEC/UFU);
- Sistema de aquisição de dados HP75000B (LTCM/FEMEC/UFU);
- Microcomputador, processador Pentium;
- Corpo de prova em ferro fundido cinzento FC 20 EB 126 ABNT, diâmetro nominal de quatro polegadas;
- Termopares tipo K (calibrados no LTCM/FEMEC/UFU);
- Ferramenta de metal duro ISO SNUN120408 classe K20 da BRASSINTER;
- Ferramenta de cerâmica ISO SNGN120408 da SANDVIK COROMANT;
- Porta ferramentas ISO CSBNR 2020 K12 da SANDVIK COROMANT.
- Geometria do conjunto ferramenta/porta ferramentas: $\gamma_0 = -6^\circ$, $\alpha_0 = 6^\circ$, $\chi_r = 75^\circ$ e $\lambda_s = -6^\circ$.

O corpo de prova é em ferro fundido cinzento permitindo a usinagem com ferramentas de corte com a geometria estudada neste trabalho, ou seja, no formato de paralelepípedo perfeito. O corpo de prova (peça) recebeu uma pré usinagem para a retirada da camada irregular de óxidos. Nesse caso o diâmetro inicial usado para os testes foi 103,2mm e o comprimento total da barra foi 500,0mm.

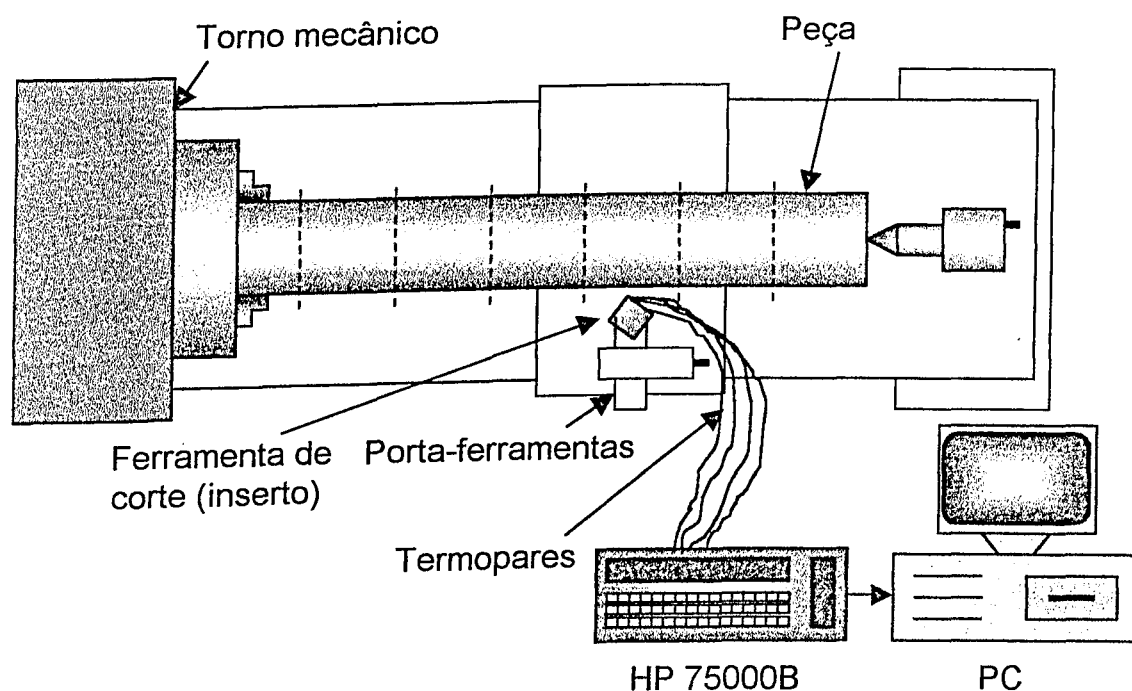


Figura 6.1 – Esquema ilustrativo do aparato experimental.

6.3 – Testes Experimentais

O planejamento dos testes experimentais levou em consideração critérios relevantes ao estudo do problema tanto do aspecto térmico quanto dos parâmetros de usinagem. Assim, considerando-se os aspectos térmicos calculou-se o tempo mínimo de usinagem em função do número de Fourier, ou seja,

$$t_f = \frac{a^2 F_0}{\alpha} \quad (6.1)$$

onde F_0 é igual a 4,0, a é a espessura da ferramenta igual a 0,0049m e α é a difusividade térmica do material (igual a $2,7 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$ para o metal duro e igual a $7,2 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ para a ferramenta de cerâmica). Cabe ressaltar, conforme estudo mostrado no Capítulo IV, que o número de Fourier indica se a amostra atingiu o tempo de difusão de calor necessário para que o sinal de temperatura medido na face inferior contenha informação suficiente sobre o fluxo de calor existente na face superior (zona de corte). Portanto, para a ferramenta de metal duro o tempo mínimo é de 3,6s e para a de cerâmica o tempo mínimo de usinagem é 13,3s.

Com base nos tempos mínimos de usinagem e nos parâmetros de operação do torno mecânico os demais parâmetros de usinagem podem ser calculados a partir das expressões:

$$V_c = \frac{\pi \cdot d_i \cdot n_r}{1000} \quad [\text{m/min}] \quad (6.2)$$

$$V_f = f \cdot n_r \quad [\text{mm/min}] \quad (6.3)$$

$$t = \frac{L}{V_f} \cdot 60 \quad [\text{s}] \quad (6.4)$$

onde V_c é a velocidade de corte em m/min, d_i é o diâmetro inicial da amostra em mm, n_r é a rotação fornecida pelo torno em rpm (rotações por minuto), V_f é a velocidade de avanço da ferramenta dado em mm/min, f é o avanço da ferramenta em mm/rotação, L é o comprimento usinado em mm, e t é o tempo de usinagem dado em segundos.

Os testes foram realizados sob as mesmas condições de usinagem para ambas ferramentas. Nesse sentido, a barra de ferro fundido teve seu comprimento útil (comprimento total menos comprimento necessário para a fixação no torno mecânico) dividido em seis partes iguais, cada parte com comprimento igual à 70mm corresponde a um teste experimental, conforme descrito na Fig. 6.2. A identificação de cada teste é feita pelo número do teste (1, 2, ou 3) acrescido pelas letras M (metal duro) ou C (cerâmica) e pelas letras de A à K, que correspondem ao passe dado na peça. Além disso, os testes podem ser divididos em dois subgrupos. No primeiro (testes 1MA–1CA à 3MI–3CI), buscou-se analisar a repetição dos resultados estimados e no segundo subgrupo (testes 1MI–1CI à 1MK–1CK), verificou-se a influência da variação dos parâmetros de usinagem sobre os resultados obtidos. A identificação dos testes é melhor apresentada na Tab. 6.1.

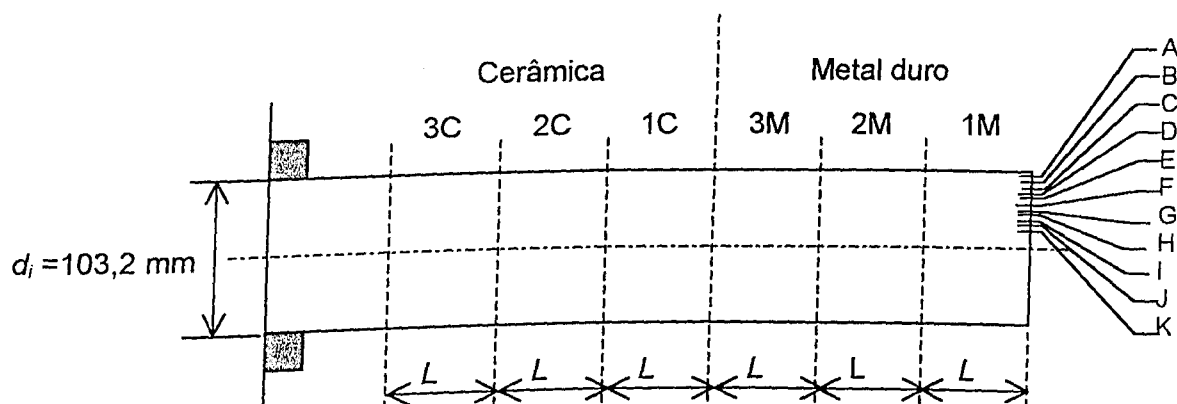


Figura 6.2 – Identificação dos testes experimentais de usinagem.

Tabela 6.1 – Identificação dos testes experimentais de usinagem.

Variação da profundidade de corte ($f = 0.167$ mm/rot) velocidade de corte variável

Testes			d_i (mm)	d_f (mm)	L (mm)	t (s)	n_r (rpm)	V_c (m/min)	a_p (mm)
1MA-1CA	2MA-2CA	3MA-3CA	103,2	99,2	70,0	44,9	560	181,6	2,0
1MB-1CB	2MB-2CB	3MB-3CB	99,2	96,2	70,0	44,9	560	174,5	1,5
1MC-1CC	2MC-2CC	3MC-3CC	96,2	94,2	70,0	44,9	560	169,2	1,0

Variação do avanço ($a_p = 1,5$ mm) velocidade de corte variável

Testes			d_i (mm)	d_f (mm)	L (mm)	t (s)	n_r (rpm)	V_c (m/min)	f (mm/rot)
1MD-1CD	2MD-2CD	3MD-3CD	94,2	91,2	70,0	78,9	560	165,7	0,095
1ME-1CE	2ME-2CE	3ME-3CE	91,2	88,2	70,0	44,9	560	160,4	0,167
1MF-1CF	2MF-2CF	3MF-3CF	88,2	85,2	70,0	30,9	560	155,2	0,243

Variação da velocidade de corte ($f = 0,167$ mm/rot $a_p = 1,5$ mm)

Testes			d_i (mm)	d_f (mm)	L (mm)	t (s)	n_r (rpm)	V_c (m/min)
1MG-1CG	2MG-2CG	3MG-3CG	85,2	82,2	70,0	27,9	900	240,9
1MH-1CH	2MH-2CH	3MH-3CH	82,2	79,2	70,0	35,4	710	183,2
1MI-1CI	2MI-2CI	3MI-3CI	79,2	76,2	70,0	44,9	560	139,3

Variação do avanço ($a_p = 1,5$ mm, $V_c = 170,0$ m/min) velocidade de corte constante

Testes			d_i (mm)	d_f (mm)	L (mm)	t (s)	n_r (rpm)	f (mm/rot)
1MJ-1CJ			76,2	73,2	70,0	62,3	710	0,095
2MJ-2CJ			76,2	73,2	70,0	35,4	710	0,167
3MJ-3CJ			76,2	73,2	70,0	24,3	710	0,243

Variação da profundidade de corte ($f = 0,167$ mm/rot, $V_c = 163,3$ m/min) veloc. de corte const.

Testes			d_i (mm)	d_f (mm)	L (mm)	t (s)	n_r (rpm)	a_p (mm)
1MK-1CK			73,2	69,2	70,0	35,4	710	2,0
2MK-2CK			73,2	70,2	70,0	35,4	710	1,5
3MK-3CK			73,2	71,2	70,0	35,4	710	1,0

Observando a Tab. 6.1 verifica-se que todos os testes atenderam ao tempo mínimo de usinagem dado pela Eq. (6.1). O diâmetro inicial da peça foi igual a 103,2mm e o diâmetro final após o último teste foi igual a 71,2mm. As rotações do torno mecânico usadas nos testes foram 560rpm, 710rpm e 900rpm. Os avanços escolhidos foram 0,095mm/rot, 0,167mm/rot e 0,243mm/rot. A profundidade de corte foi igual a 1,0mm, 1,5mm e 2,0mm. Todos os testes de usinagem foram realizados a seco.

6.4 – Área Sujeita ao Fluxo de Calor e Posicionamento dos Termopares

Para a determinação da área sujeita ao fluxo de calor (área de contato) é ideal que a cada teste esta área seja medida, o que acarreta a remoção da ferramenta da base. Com este procedimento, tanto a repetição das condições de usinagem quanto a medição das temperaturas podem ser prejudicadas tendo em vista a alteração do posicionamento original da ferramenta e a possibilidade dos termopares se soltarem durante o manuseio e transporte da ferramenta. Por isso, optou-se por usar uma área de dimensão padrão para todos os testes (para ferramentas de metal duro e cerâmica) baseando-se nos valores encontrados em Melo (1998) e Jen & Gutierrez (2000), e também em função das dimensões do volume de controle da malha numérica. Assim, usando-se uma malha numérica de 11x41x41 (direções x, y e z, respectivamente) arbitrou-se que a área sujeita ao fluxo de calor (área de contato) como a região formada por 3x7 volumes de controle, conforme mostrado na Fig. 6.3. Portanto, a área de contato é delimitada pelas dimensões $z_H = 0,794\text{mm}$ e $y_H = 2,064\text{mm}$ perfazendo uma área de 1,639mm².

A fixação dos termopares às ferramentas de corte foi realizada indiretamente. Nesse sentido, micro-terminais elétricos (sapatas de cobre usadas em microeletrônica) foram colados às ferramentas sendo os termopares soldados nos terminais. Este procedimento permite que os termopares sejam fixados às ferramentas de forma simples evitando-se a soldagem direta do termopar na ferramenta. A calibração destes termopares foi realizada previamente, conforme protocolo desenvolvido no LTCM/FEMEC/UFU. O maior problema relativo a esse procedimento está relacionado ao tempo de resposta do termopar. Entretanto, testes comparativos entre conjuntos soldados convencionalmente e com o procedimento proposto confirmam a viabilidade da técnica. O desvio entre os tempos de resposta dos termopares, obtidos para cada procedimento, é inferior a 1%.

Além disso, é ideal que os termopares tenham o mesmo posicionamento. Entretanto, durante a realização dos testes, alguns termopares se soltaram e em outros casos a ferramenta apresentou desgaste na superfície de folga. Nesse caso, uma vez que os

termopares foram novamente fixados o posicionamento original não pôde ser repetido. Para uma melhor compreensão do posicionamento dos termopares, apresenta-se na Fig. 6.3 a malha numérica usada para a modelagem da ferramenta onde os termopares são indicados e identificados em função das coordenadas dos volumes de controle. Cabe ressaltar que o posicionamento dos termopares na ferramenta é medido fornecendo-se as coordenadas em mm. Por exemplo, o termopar número 1 do teste 1MA está localizado em ($y = 1,4\text{mm}$, $z = 0,9\text{mm}$) a partir da extremidade da ferramenta. Entretanto, para efeito da modelagem numérica é necessário que se faça uma aproximação em função do volume de controle que melhor representa estas coordenadas. Portanto, para todos os testes não serão informadas as coordenadas dos termopares em mm e sim em função dos volumes de controle.

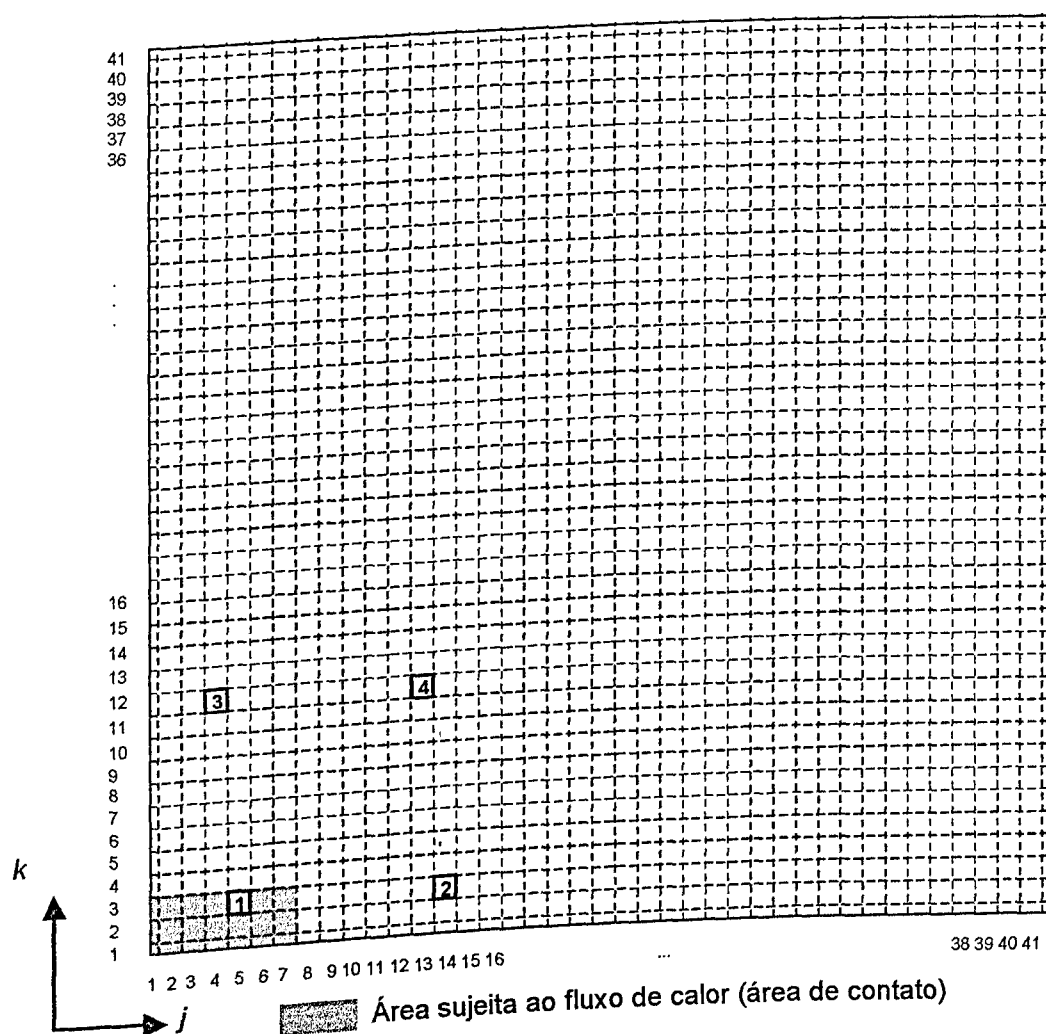


Figura 6.3 – Malha numérica, área sujeita ao fluxo de calor e posicionamento dos termopares para os testes 1MA, 1MB e 1MC.

Apresenta-se na Tab. 6.2 a identificação e as coordenadas dos termopares para os testes experimentais com as ferramentas de metal duro e de cerâmica.

Tabela 6.2 – Identificação e coordenadas dos termopares na malha numérica.

Testes	Identificação e coordenada dos termopares (y_i, z_k)			
	1	2	3	4
1MA a 3MA	(5,3)	(14,3)	(4,12)	(13,12)
1MB a 1MG	(5,3)	(14,4)	(4,10)	(10,11)
1MH a 3MK	(3,4)	(9,4)	(3,8)	(9,8)
1CA a 3CF	(6,3)	(16,3)	(4,15)	(14,15)
1CG a 3CG	(3,3)	(11,3)	(3,11)	(11,11)
2CH a 3CK	(4,4)	(12,4)	(4,11)	(12,13)

Um resumo com todos os dados de entrada que foram usados no cálculo do fluxo de calor e da temperatura é apresentado no Anexo IV.

6.5 – Resultados

Apresenta-se na Fig. 6.4 os resultados estimados do calor gerado na interface durante o processo de torneamento para os testes 1MA, 2MA, 3MA e 1CA, 2CA, 3CA, respectivamente. Observa-se que a taxa de transferência de calor estimada para o teste 1MA diverge dos valores estimados para os testes 2MA e 3MA. Este comportamento pode ser originado devido a fatores como a rigidez do conjunto porta-ferramenta e peça, e também devido à influência do número de termopares usados nos cálculos (conforme estudo mostrado na seção 4.3.3 do Capítulo IV). Nesse caso, para o teste 1MA só são usados os sinais dos termopares 1, 2 e 3. Os sinais do termopar 4, por sua vez, são usados somente para a validação do fluxo de calor estimado, representando um sinal de temperatura independente do processo de estimação. Já para os testes 2MA e 3MA os termopares 1 e 2 não foram usados nos cálculos, porque se soltaram da ferramenta durante os ensaios. Assim, analisando o comportamento dos resultados estimados na Fig. 6.4a pode-se concluir que o resultado do teste 1MA é qualitativamente melhor que os resultados estimados para os testes 2MA e 3MA, pois apresenta um comportamento mais estável a partir de 1,5s. Para o teste 1CA o termopar 4 também foi reservado para a validação dos resultados e para os testes 2CA e 3CA todos os quatro termopares foram usados para estimar o fluxo de calor. Nesse caso, observa-se uma melhor concordância entre os resultados estimados e pode-se verificar a repetição dos resultados para testes com condições de usinagem similares.

Observa-se ainda, que a diferença da ordem de grandeza da taxa transferência de calor estimada entre a ferramenta de metal duro e a ferramenta de cerâmica é bastante acentuada

para condições de usinagem similares, por exemplo, para os testes 1MA e 1CA a diferença média entre a taxa transferência de calor estimada é de aproximadamente 33W. Esta diferença também é verificada em Lin *et al.* (1992) para o torneamento de uma barra de aço carbono AISI 1045 sob as condições de velocidade de corte igual a 600m/min, avanço igual a 2,5mm/s e profundidade de corte de 0,025mm. A diferença da grandeza do fluxo de calor estimado entre a ferramenta de cerâmica e a ferramenta de metal duro pode ser atribuída à influência das propriedades térmicas de cada material ou aos efeitos da rugosidade superficial e reações químicas que ocorrem durante o corte.

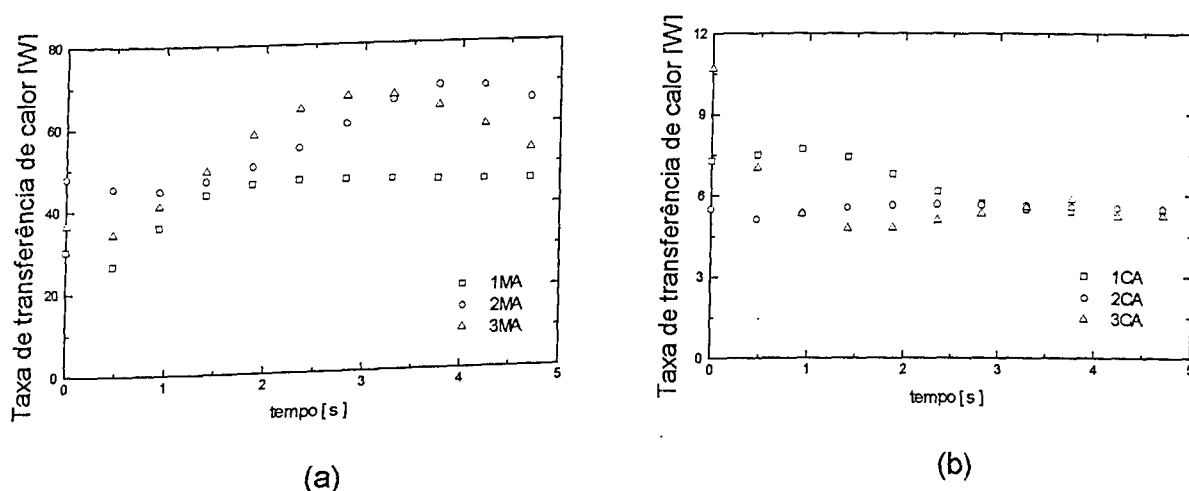
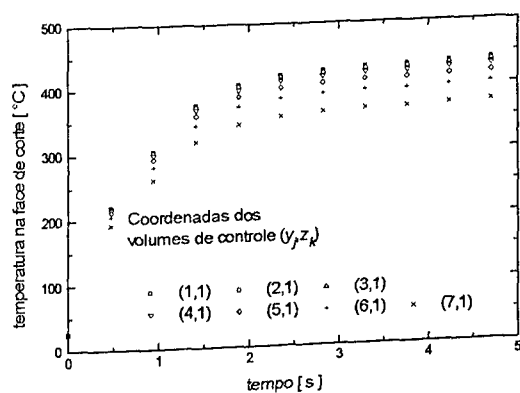
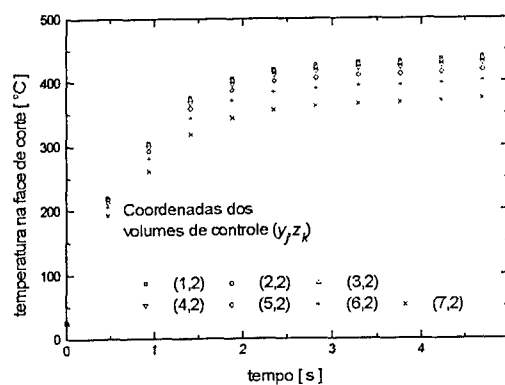


Figura 6.4 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MA, 2MA, 3MA) (b) cerâmica (1CA, 2CA, 3CA).

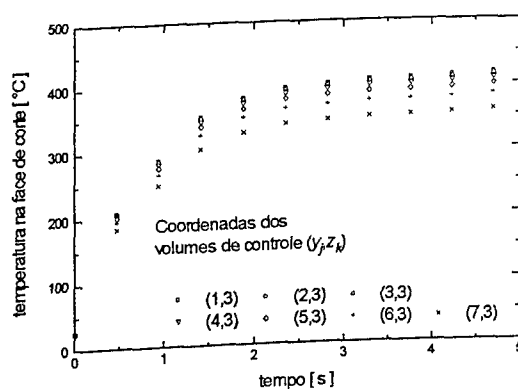
Na Figura 6.5 as evoluções de temperaturas estimadas na interface cavaco-ferramenta para o teste 1MA são evidenciadas. Observa-se que a temperatura tende a se manter em torno de 400°C após 2,5s do início do torneamento e apresenta ainda uma pequena tendência de elevação com aumento do tempo de usinagem alcançando até aproximadamente 440°C na Fig. 6.5b. Os níveis de temperatura são coerentes com os observados no trabalho de Melo (1998) para esta escala de tempo. Verifica-se ainda que a evolução da temperatura nos volumes de controle da fronteira da área sujeita ao fluxo sofrem os efeitos da difusão de calor nas direções *y* e *z*. Este efeito é verificado principalmente na Fig. 6.5c quando comparada à Fig. 6.5b. A distribuição espacial da temperatura estimada em $x = 0$ para o teste 1MA é apresentada na Fig. 6.6. Nesse sentido, a distribuição de temperatura para o instante de tempo $t = 4,7s$ é mostrada. Observa-se que a região adjacente à área de contato é termicamente afetada alcançando temperaturas entre 240°C e 340°C.



(a)



(b)



(c)

Figura 6.5 – Temperatura estimada na área de contato cavaco-ferramenta para o teste 1MA:
(a) $k = 1$ ($z \approx 0,0\text{mm}$) (b) $k = 2$ ($z = 0,318\text{mm}$) (c) $k = 3$ ($z = 0,636\text{mm}$).

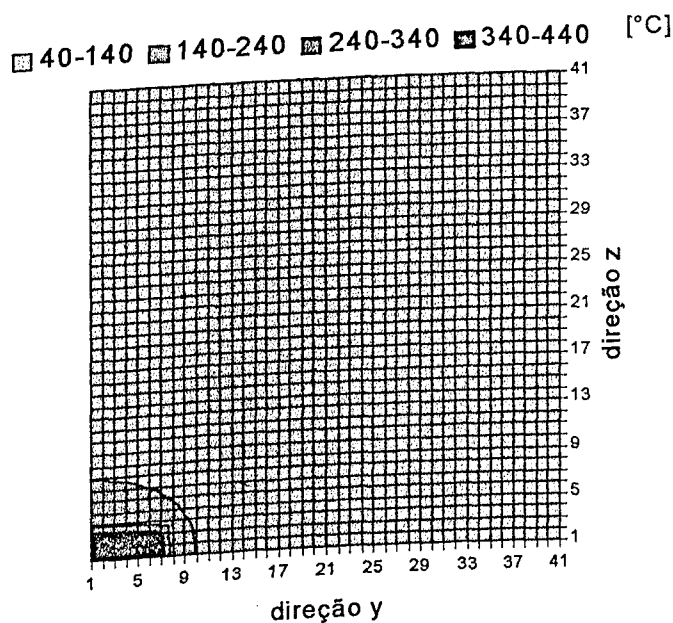


Figura 6.6 – Distribuição espacial da temperatura na superfície da ferramenta de metal duro para o teste 1MA, em $x = 0$ e $t = 4,7\text{s}$.

Para uma comprovação física dos resultados estimados fez-se uma comparação entre a temperatura medida pelo termopar 4 e a temperatura calculada em função do fluxo de calor estimado para a posição correspondente, isto é, calculada na posição (13,12) da malha numérica em $x = a$ (Fig. 6.7a). Cabe ressaltar que a temperatura medida pelo termopar 4 não foi usada para obter a distribuição de fluxo de calor para o teste 1MA e portanto pode ser usada para validar os resultados estimados. Observa-se que a distribuição de temperatura calculada apresenta um comportamento temporal semelhante ao da temperatura experimental até aproximadamente 3,0s. Após este instante de tempo, a diferença absoluta entre as temperaturas se eleva podendo ser quantificada através do resíduo temporal definido por

$$e(t) = |T_{calc}(t) - Y(t)| \quad (6.5)$$

onde $T(t)$ e $Y(t)$ são respectivamente, a temperatura calculada e a temperatura experimental. A evolução deste resíduo é apresentada na Fig. 6.7b. Verifica-se que até 3,0s a diferença entre as temperaturas é menor que 3,0°C e após este instante de tempo observa-se valores de até 6,0°C. Este comportamento pode ser devido a fatores tais como o modelo térmico, a variação das propriedades térmicas e os erros de medição que podem também influenciar o cálculo da temperatura.

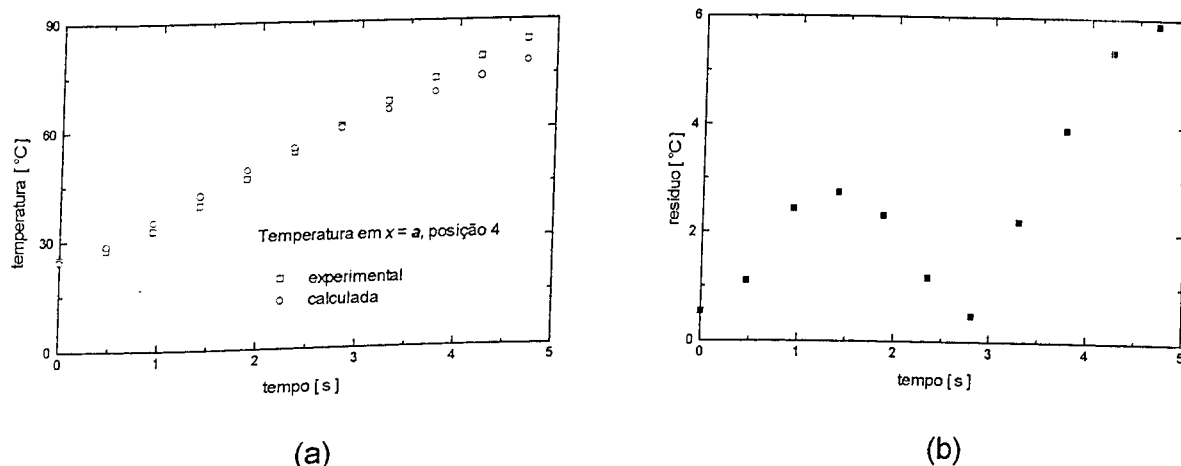
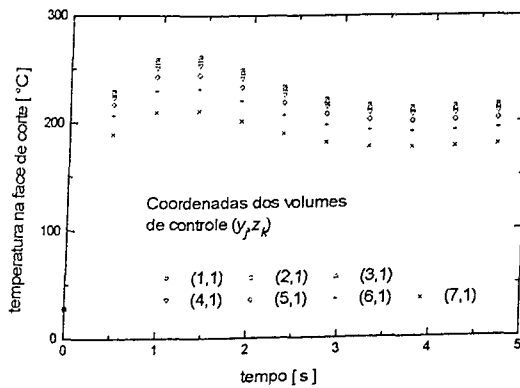


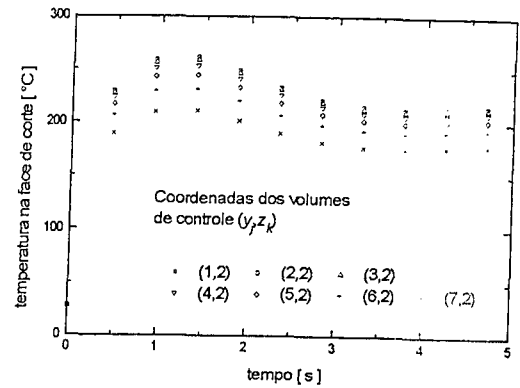
Figura 6.7 – Teste 1MA: (a) comparação entre temperatura experimental e temperatura calculada (b) resíduo temporal.

Para a ferramenta de cerâmica as temperaturas estimadas na área de contato para o teste 1CA são apresentadas na Fig. 6.8. Observa-se que a temperatura atinge mais de 250°C após 1,5s de usinagem. Para esta escala de tempo, o nível de temperatura também é coerente

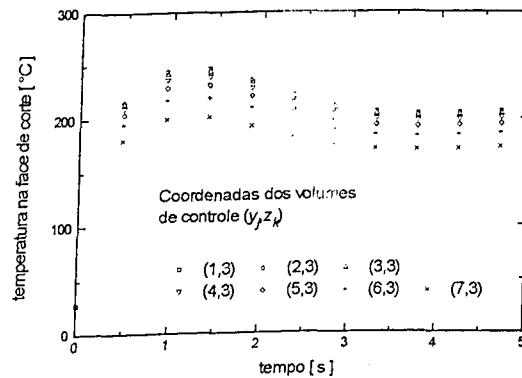
com os valores observados em Melo (1998). Nota-se ainda que a ordem de grandeza das temperaturas estimadas para a ferramenta de cerâmica é aproximadamente a metade dos valores estimados para a ferramenta de metal duro, este comportamento pode ser devido à baixa condutividade térmica da cerâmica.



(a)



(b)



(c)

Figura 6.8 – Temperatura estimada na área de contato para o teste 1CA: (a) $k = 1$ ($z \approx 0,0\text{mm}$) (b) $k = 2$ ($z = 0,318\text{mm}$) (c) $k = 3$ ($z = 0,636\text{mm}$).

A distribuição espacial da temperatura para a ferramenta em cerâmica é apresentada na Fig. 6.9 para o instante $t = 4,7\text{s}$. Observa-se que o efeito da difusão de calor nas direções y e z é dificultado pela influência das propriedades térmicas da cerâmica. Portanto, a área onde as temperaturas alcançam valores máximos é menor que a verificada para a ferramenta de metal duro, conforme mostrado na Fig. 6.5.

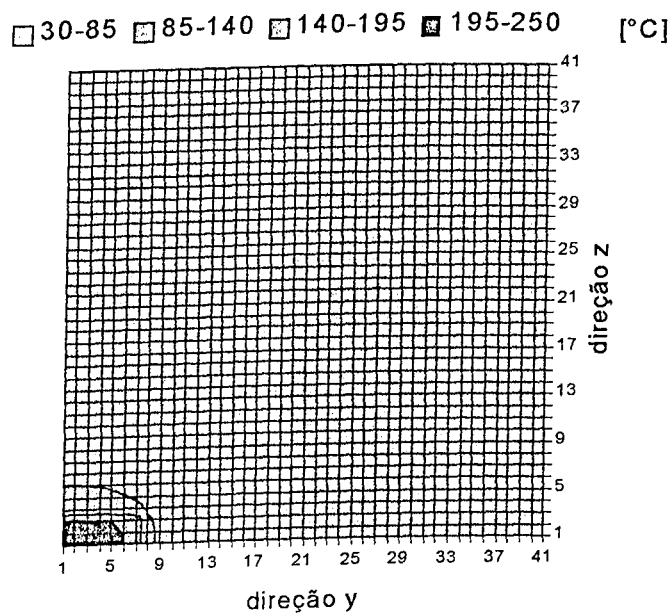


Figura 6.9 – Distribuição espacial da temperatura na superfície da ferramenta de metal duro para o teste 1CA, em $x = 0$ e $t = 4,7$.

A comparação entre a temperatura experimental e a temperatura calculada em função do fluxo estimado para a posição do termopar 4 também é mostrada para o teste 1CA na Fig. 6.10a. Novamente, cabe ressaltar que a temperatura experimental do termopar 4 não foi usada para estimar o fluxo de calor e portanto, pode ser usada para validar os resultados. O resíduo temporal é apresentado na Fig. 6.10b. Observa-se uma boa concordância entre a temperatura experimental e a temperatura calculada, o resíduo temporal é menor que $1,0^{\circ}\text{C}$ até $3,0\text{s}$. Após $3,0\text{s}$ o resíduo eleva-se para aproximadamente $3,0^{\circ}\text{C}$.

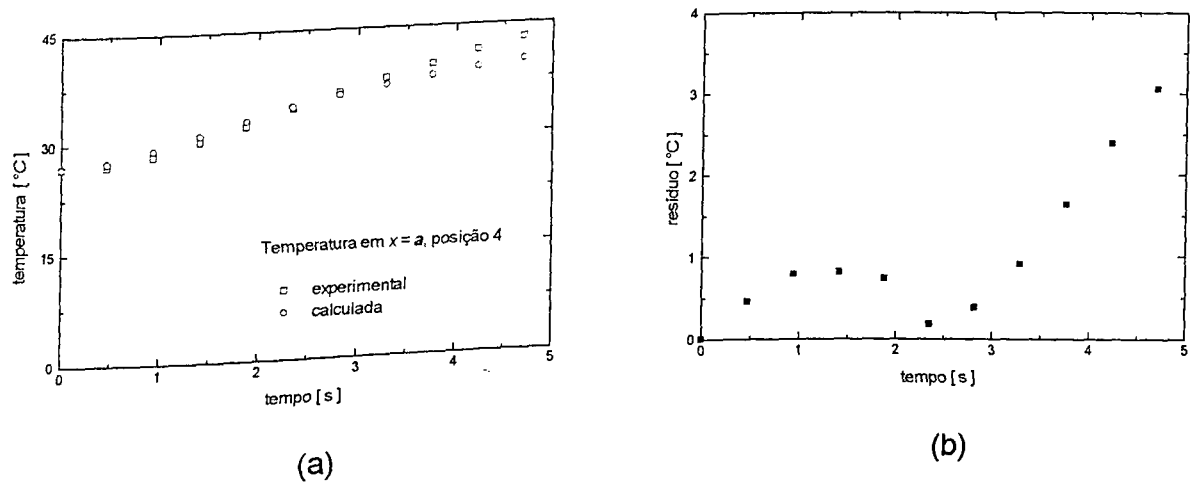
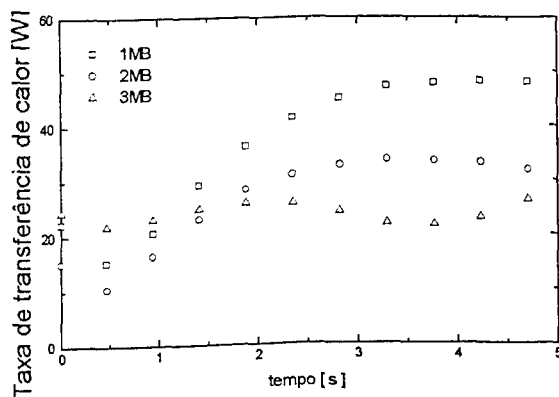
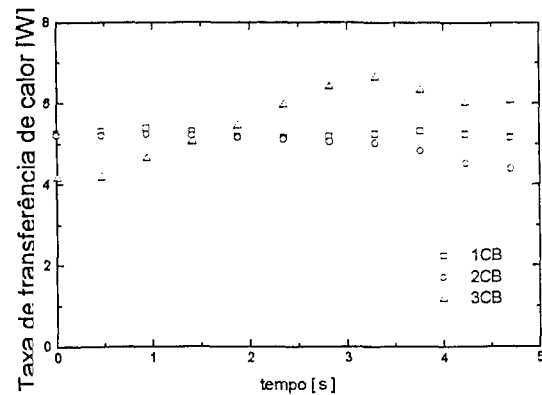


Figura 6.10 – Teste 1CA: (a) comparação entre temperatura experimental e temperatura calculada (b) resíduo temporal.

Para os testes 1MB a 3MF e 1CB a 3CF apenas o gráfico de taxa transferência de calor estimada é apresentado. Assim, apresenta-se na Fig. 6.11, a curva de taxa transferência de calor estimada para as ferramentas de metal duro (testes 1MB, 2MB, 3MB) e de cerâmica (testes 1CB, 2CB, 3CB), respectivamente. Embora esses testes tenham os mesmos parâmetros de usinagem observa-se uma sensível variação entre os resultados estimados.



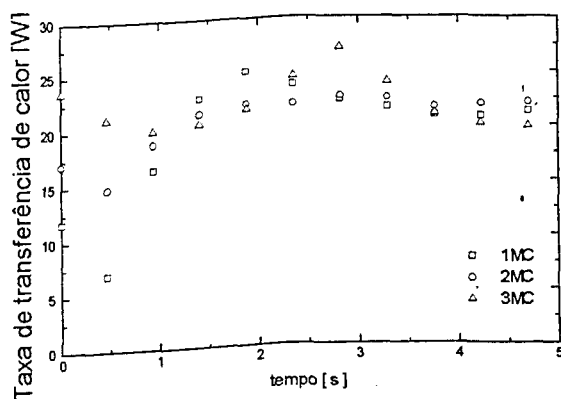
(a)



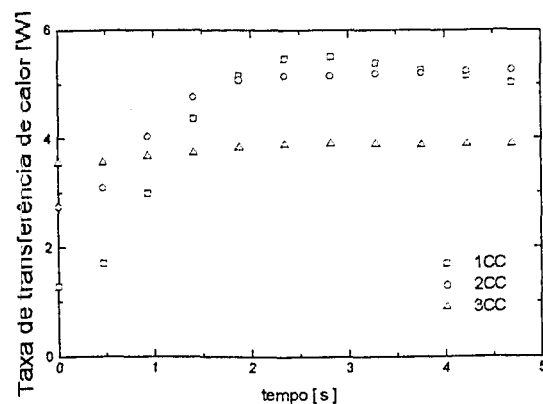
(b)

Figura 6.11 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MB, 2MB, 3MB) (b) cerâmica (1CB, 2CB, 3CB).

Para os testes 1MC, 2MC e 3MC a repetição dos resultados estimados é verificada, conforme mostrado na Fig. 6.12a. Para a ferramenta de cerâmica verifica-se novamente uma pequena variação nos resultados estimados, conforme apresentado na Fig. 6.12b.



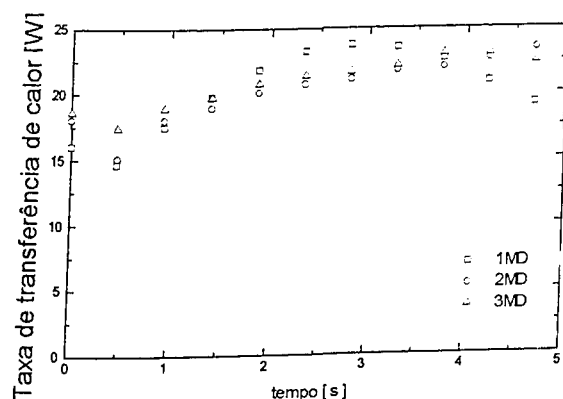
(a)



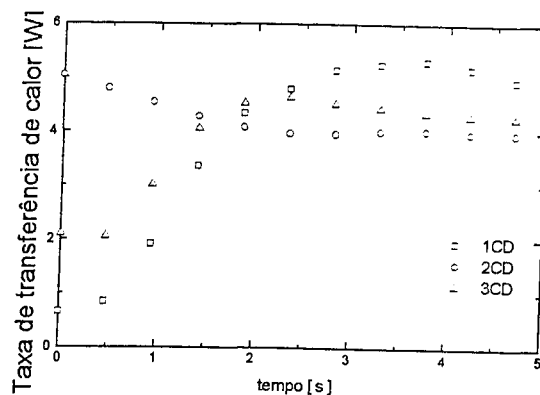
(b)

Figura 6.12 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MC, 2MC, 3MC) (b) cerâmica (1CC, 2CC, 3CC).

As variações existentes nos resultados estimados para testes com parâmetros de usinagem iguais podem ser geradas por imprecisão nas medições da temperatura, desgaste da ferramenta, pelo aumento da rigidez da peça usinada e ainda pela característica de problema “mal-posto” cujos problemas inversos em condução de calor são classificados, ou seja, a solução obtida pode não ser a única possível para o problema estudado. Para os testes 1MD a 3MF e 1CD a 3CF a variação nos resultados estimados não é tão representativa após 2,0s de usinagem, conforme apresentado nas Fig. 6.13, 6.14 e 6.15. Portanto, a repetição dos resultados estimados para condições de usinagem similares é verificada para ambas ferramentas, desse modo pode-se concluir que o programa Grad3d 1.0 consegue fornecer soluções coerentes para problemas térmicos similares.

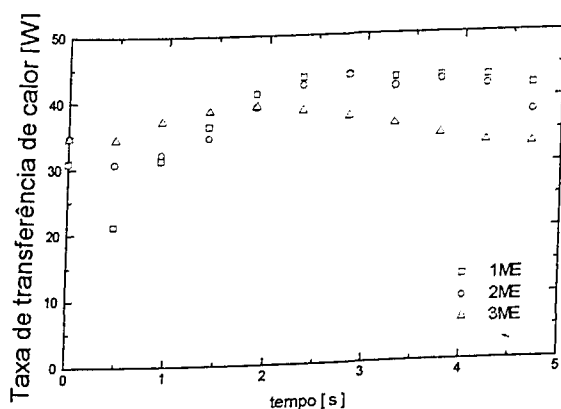


(a)

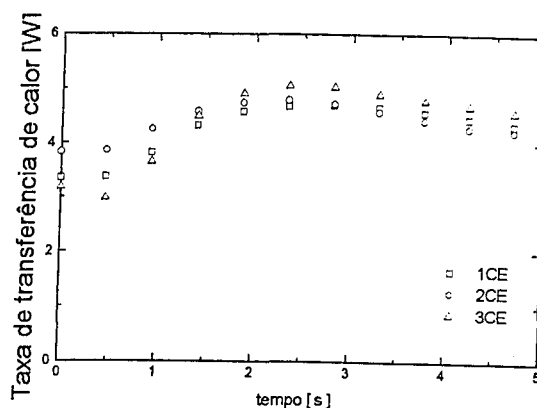


(b)

Figura 6.13 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MD, 2MD, 3MD) (b) cerâmica (1CD, 2CD, 3CD).

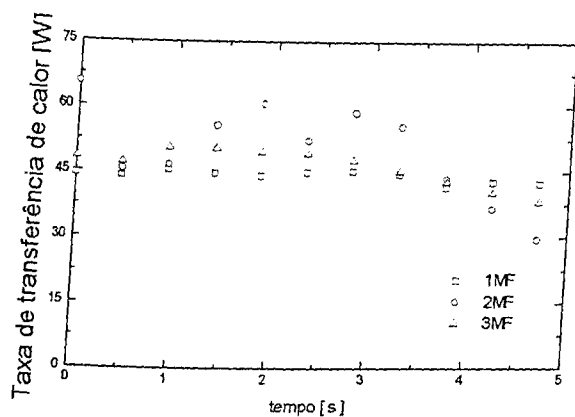


(a)

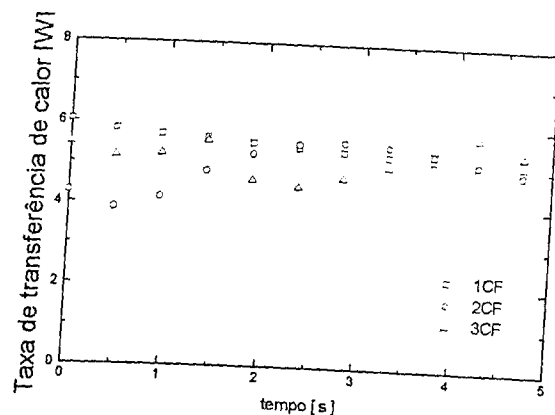


(b)

Figura 6.14 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1ME, 2ME, 3ME) (b) cerâmica (1CE, 2CE, 3CE).



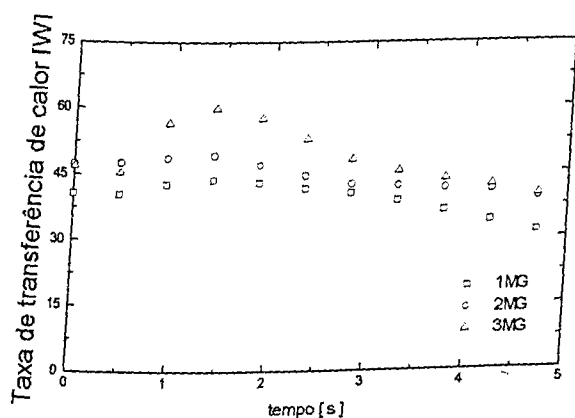
(a)



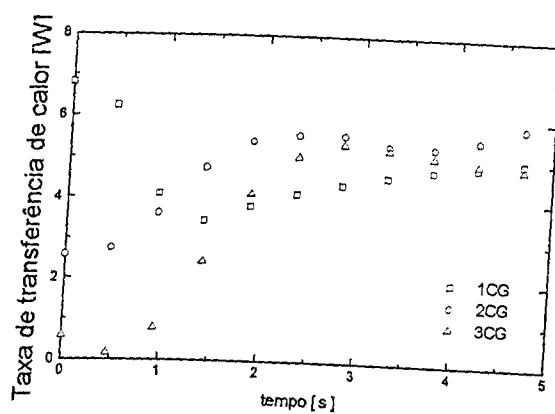
(b)

Figura 6.15 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MF, 2MF, 3MF) (b) cerâmica (1CF, 2CF, 3CF).

A partir dos testes 1MG e 1CG a análise da influência dos parâmetros de usinagem pode também ser verificada, pois apenas um dos parâmetros sofre variação. Contudo, a verificação da repetição dos resultados é ainda apresentada até os testes 3MI e 3CI. Assim, evidencia-se nas Fig. 6.16, 6.17 e 6.18 a da repetição dos resultados estimados para três diferentes valores de velocidade de corte, que são respectivamente 240,9m/min, 183,2m/min e 139,2m/min. Na Fig. 6.16 observa-se a repetição dos resultados com uma pequena variação entre eles, cujo comportamento também foi verificado para os testes anteriores.



(a)



(b)

Figura 6.16 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MG, 2MG, 3MG) (b) cerâmica (1CG, 2CG, 3CG).

Na Figura 6.17, a repetição dos resultados para a velocidade de corte igual a 183,2m/min também é verificada. Nesse caso, o teste 1CH não é apresentado, pois a ferramenta não foi fixada adequadamente à base e soltou-se durante o teste.

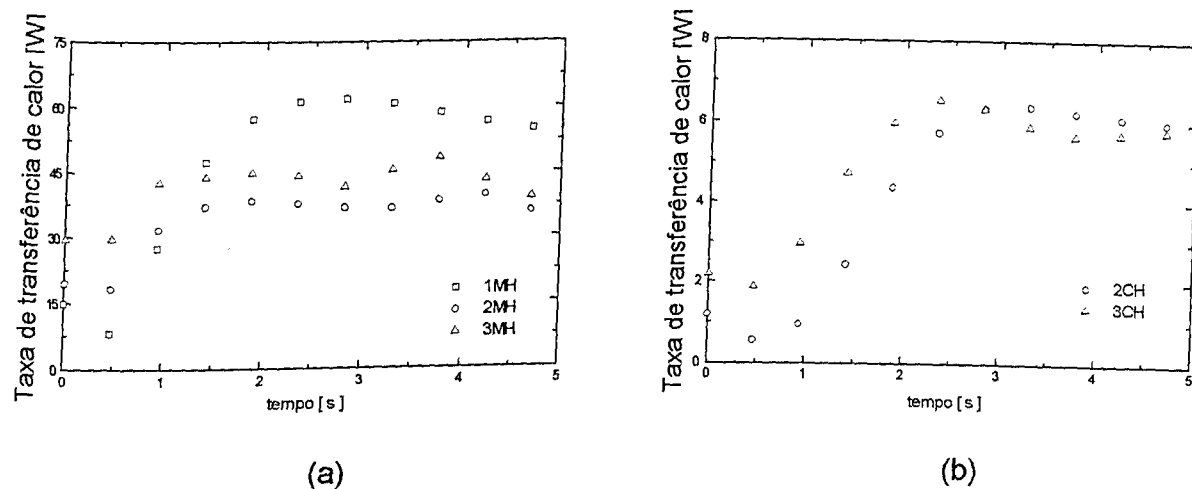


Figura 6.17 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MH, 2MH, 3MH) (b) cerâmica (2CH, 3CH).

Para os testes 1MI, 2MI, 3MI, 1CI, 2CI e 3CI observa-se uma boa concordância entre os resultados estimados, conforme mostrado na Fig. 6.18.

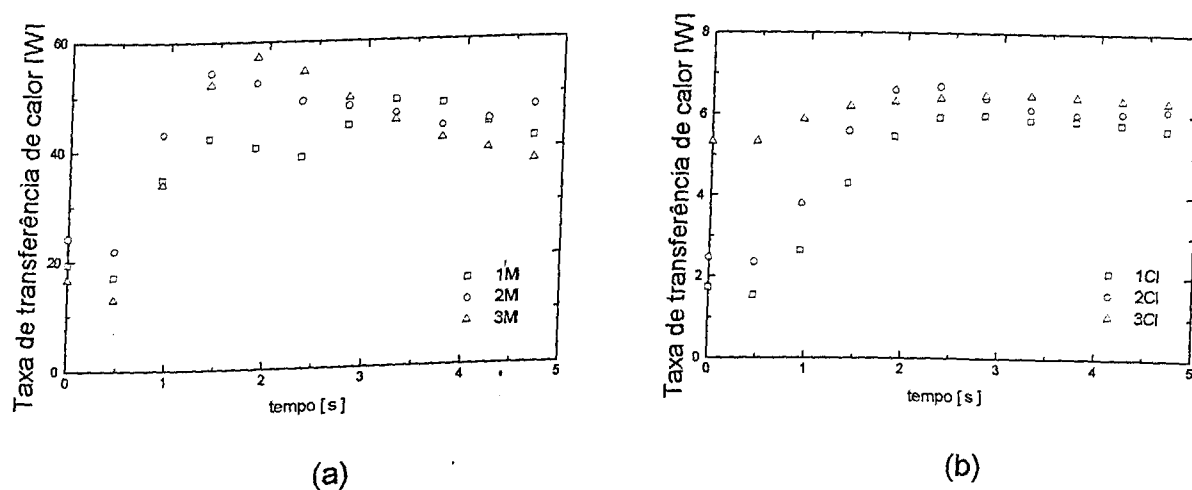
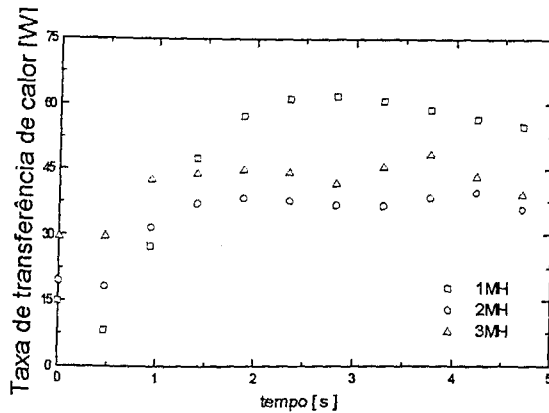


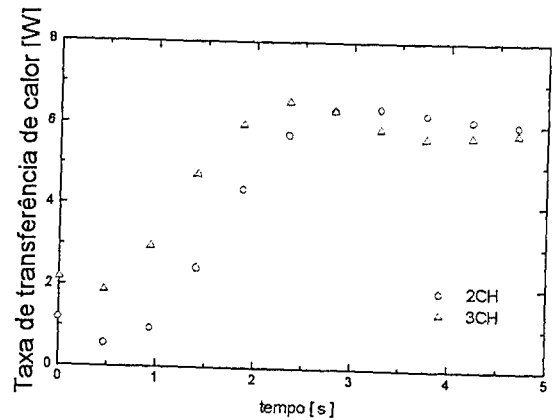
Figura 6.18 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MI, 2MI, 3MI) (b) cerâmica (1CI, 2CI, 3CI).

Na Figura 6.19a pode-se observar a análise da influência da velocidade de corte sobre a geração de calor para a ferramenta de metal duro. Nota-se, que a diminuição deste parâmetro provoca uma pequena redução da geração de calor na zona de corte principalmente

Na Figura 6.17, a repetição dos resultados para a velocidade de corte igual a 183,2m/min também é verificada. Nesse caso, o teste 1CH não é apresentado, pois a ferramenta não foi fixada adequadamente à base e soltou-se durante o teste.



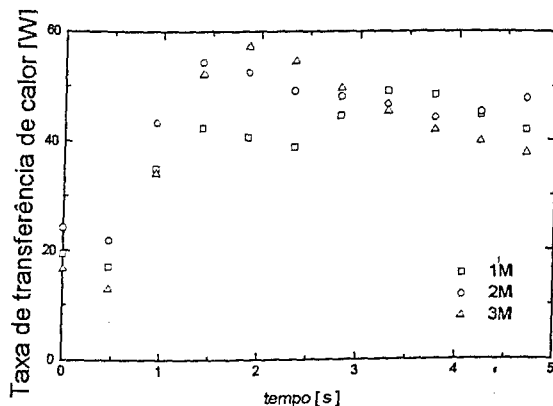
(a)



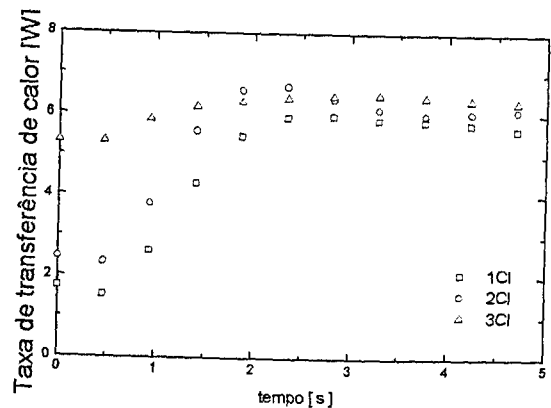
(b)

Figura 6.17 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MH, 2MH, 3MH) (b) cerâmica (2CH, 3CH).

Para os testes 1MI, 2MI, 3MI, 1CI, 2CI e 3CI observa-se uma boa concordância entre os resultados estimados, conforme mostrado na Fig. 6.18.



(a)



(b)

Figura 6.18 – Taxa transferência de calor estimada: (a) metal duro (1MI, 2MI, 3MI) (b) cerâmica (1CI, 2CI, 3CI).

Na Figura 6.19a pode-se observar a análise da influência da velocidade de corte sobre a geração de calor para a ferramenta de metal duro. Nota-se, que a diminuição deste parâmetro provoca uma pequena redução da geração de calor na zona de corte principalmente

no início do torneamento, porém após $t = 3,0s$ os resultados estimados deixam de apresentar esta variação e mostram a mesma ordem de grandeza. Comportamento similar também é verificado para a ferramenta de cerâmica, conforme apresentado na Fig. 6.19b.

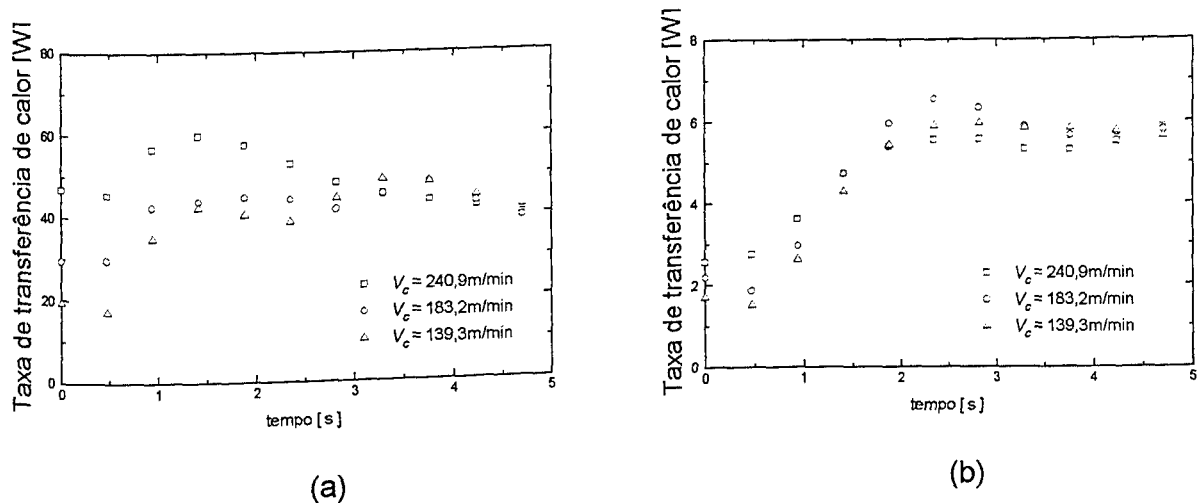


Figura 6.19 – Taxa transferência de calor estimada variando-se a velocidade de corte: (a) metal duro (b) cerâmica.

Os efeitos da variação da velocidade de corte sobre a distribuição de temperatura estimada para a área de contato são indicados na Fig. 6.20. Nesse caso, apresenta-se apenas a evolução de temperatura para o volume de controle (2,2), ou seja, em $y=0,318mm$ e $z=0,318 mm$. Verifica-se que para a velocidade de corte de 240,9m/min, a temperatura atinge mais de 500°C para a ferramenta de metal duro e mais de 200°C para a ferramenta de cerâmica. Para a variação da velocidade de corte usada neste trabalho, verifica-se que o nível de temperatura está coerente com os valores observados em Melo (1998) para a escala de tempo adotada.

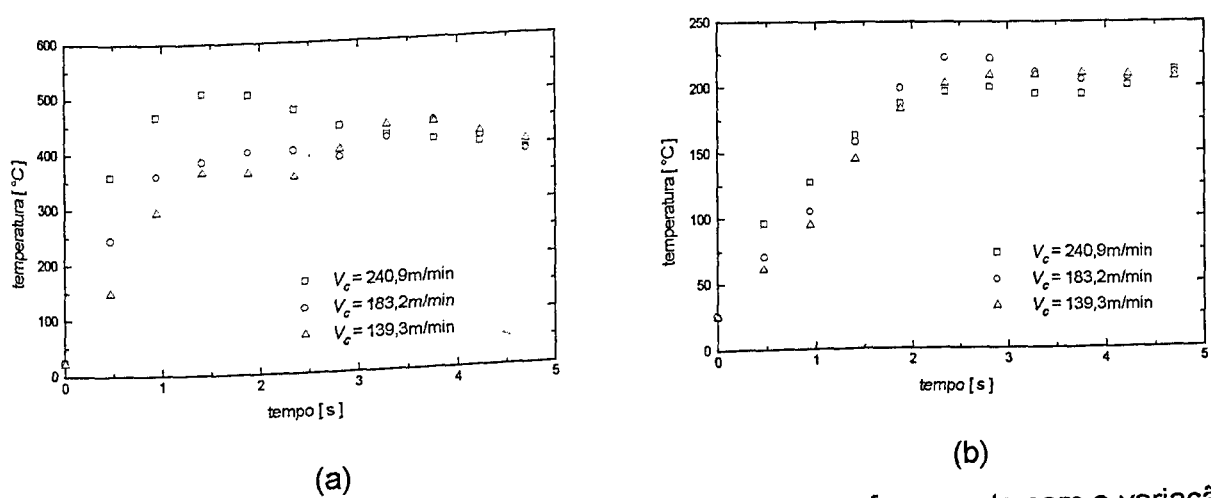


Figura 6.20 – Temperatura estimada na área de contato cavaco-ferramenta com a variação da velocidade de corte: (a) metal duro (b) cerâmica.

A influência da variação do avanço sobre a geração de calor é mostrada na Fig. 6.21. Observa-se que quanto maior o avanço da ferramenta maior é a geração de calor na zona de corte.

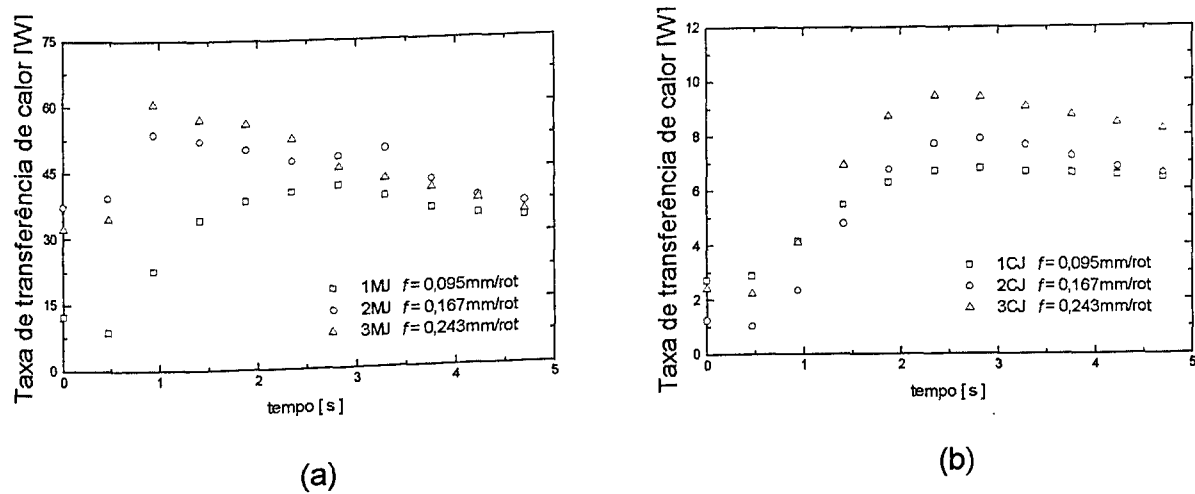


Figura 6.21 – Taxa transferência de calor estimada variando-se o avanço com: (a) metal duro (1MJ, 2MJ, 3MJ) (b) cerâmica (1CJ, 2CJ, 3CJ).

A influência da variação do avanço também é refletida sobre a temperatura estimada na zona de corte. Nesse sentido, apresenta-se na Fig. 6.22 a evolução da temperatura estimada na área de contato para o volume de controle (2,2), isto é, ($y = 0,318\text{mm}$, $z = 0,318\text{mm}$). Verifica-se que para o avanço igual a 0,243mm/rotação a temperatura atinge mais de 500°C para a ferramenta de metal duro e para a ferramenta de cerâmica a temperatura ultrapassa os 300°C.

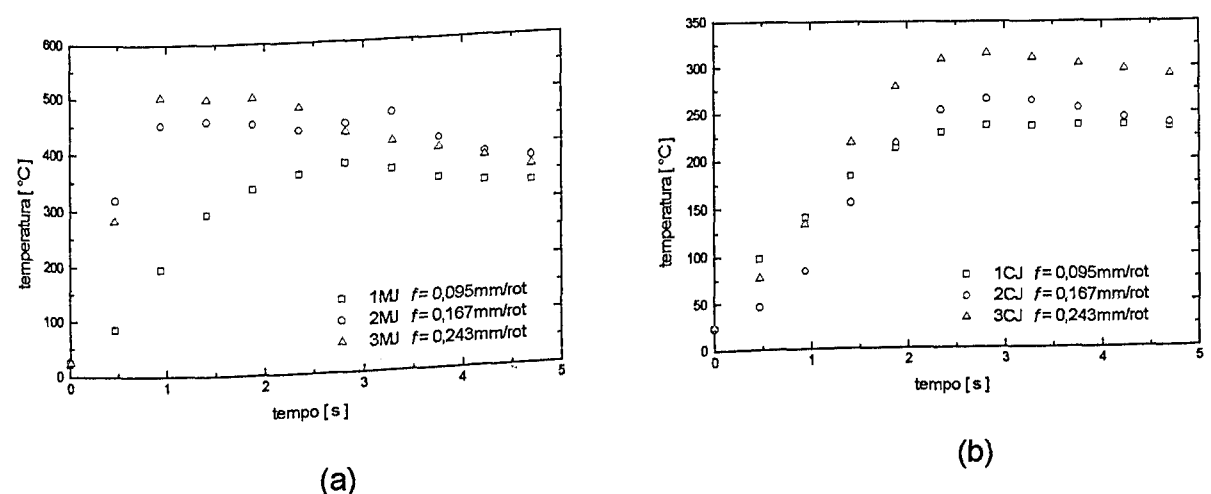
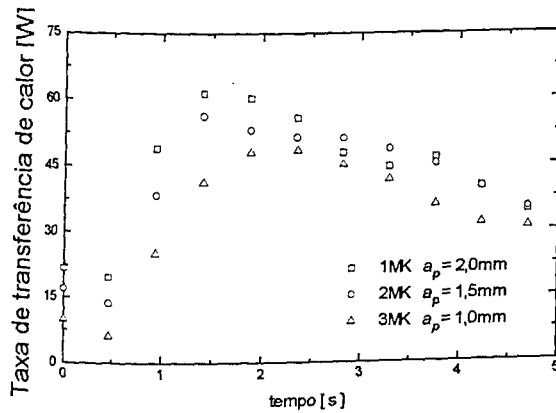
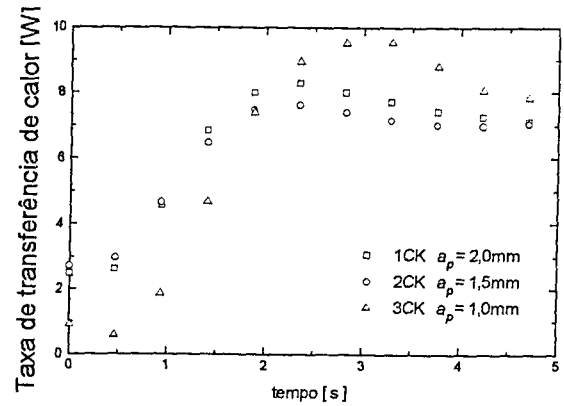


Figura 6.22 – Temperatura estimada na área de contato cavaco-ferramenta com a variação do avanço: (a) metal duro (1MJ, 2MJ, 3MJ) (b) cerâmica (1CJ, 2CJ, 3CJ).

A variação da profundidade de corte também afeta a geração de calor conforme mostrado na Fig. 6.23. Entretanto, a falta de precisão na determinação da área de contato pode contribuir para a geração de incertezas nos resultados estimados, pois é justamente com a variação da profundidade de corte que ocorrem alterações significativas na área de contato cavaco-ferramenta.



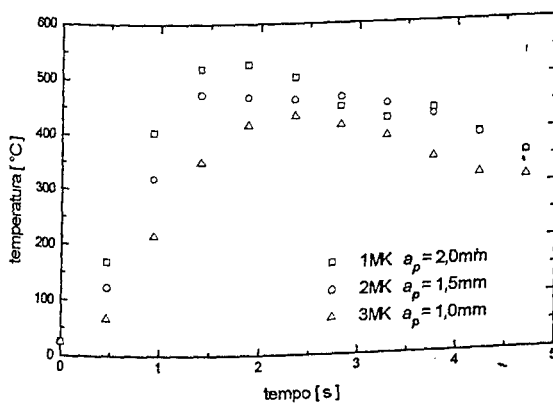
(a)



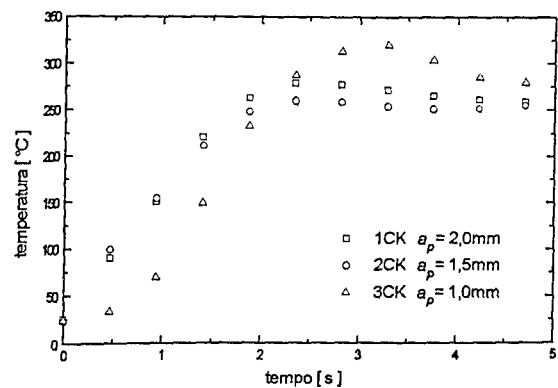
(b)

Figura 6.23 – Taxa transferência de calor estimada variando-se a profundidade de corte: (a) metal duro (1MK, 2MK, 3MK) (b) cerâmica (1CK, 2CK, 3CK).

A influência da profundidade de corte também pode ser verificada para a evolução de temperatura estimada. Assim, apresenta-se na Fig. 6.24 a temperatura estimada na interface cavaco-ferramenta para o volume de controle (2,2), isto é, em $y = 0,318\text{mm}$ e $z = 0,318\text{mm}$.



(a)



(b)

Figura 6.24 – Temperatura estimada na área de contato cavaco-ferramenta com a variação da profundidade de corte: (a) metal duro (1MK, 2MK, 3MK) (b) cerâmica (1CK, 2CK, 3CK).

A seguir, no Capítulo VII, será desenvolvida uma análise de erros visando identificar e qualificar os erros que podem interferir nos resultados estimados apresentados neste capítulo.

CAPÍTULO VII

Análise de Erros

7.1 – Introdução

Este capítulo apresenta uma análise inicial das principais fontes de erros que podem estar presentes nos resultados estimados de fluxo de calor e temperatura para a interface cavaco-ferramenta. Essas fontes de erros devem ser conhecidas e minimizadas para se buscar a precisão dos resultados estimados. Para os problemas inversos, a minimização das fontes de erros é de extrema importância, uma vez que os erros são amplificados na obtenção da grandeza desconhecida. Dentre estas fontes de erros pode-se citar: i) incerteza devido ao modelo teórico (o uso de propriedades térmicas diferentes das reais, incerteza na determinação da área de contato entre a ferramenta e o cavaco, obtenção das condições de contorno); ii) incerteza devido à medição da temperatura (uso de termopares, fixação, calibração, tempo de resposta, instrumentação); iii) incerteza devido à aproximações numéricas (integração, discretização e critérios de convergência).

Acrescenta-se que essa análise não busca a determinação precisa dos valores de incerteza, mas a indicação das fontes de erros e prováveis influências no resultado final. Alguns valores de porcentagem de erro são citados aqui somente no sentido de se situar o nível de imprecisão contido em determinada fonte de erro, não representando, dessa forma, limites finais.

7.2 – Incerteza do Modelo Teórico

Um modelo teórico deve buscar a representação do fenômeno físico com a maior fidelidade possível. Entretanto, na construção deste modelo faz-se necessário o emprego de hipóteses simplificadoras. Estas hipóteses diminuem o grau de complexidade do fenômeno e permitem a análise do problema a partir de informações previamente conhecidas, porém são responsáveis também pela introdução de incertezas aos resultados obtidos na solução do modelo. Neste trabalho, as hipóteses simplificadoras são relacionadas à geometria da

ferramenta, ao material (propriedades térmicas) e às condições de contorno (área de contato sujeita a fluxo de calor e regiões com perda de calor por condução ou convecção).

7.2.1 – Incerteza Devido à Geometria da Ferramenta

Com relação à geometria, considera-se que todas as faces da ferramenta perfazem ângulo reto entre elas e, portanto o raio de ponta da ferramenta é desconsiderado, conforme mostrado na Fig. 7.1. A incerteza gerada por esta hipótese simplificadora pode ser desprezada tendo em vista que o raio é de apenas 0,4mm e o volume gerado por este raio (nas quatro pontas da ferramenta) corresponde a apenas 0,08% do volume total considerado no modelo.

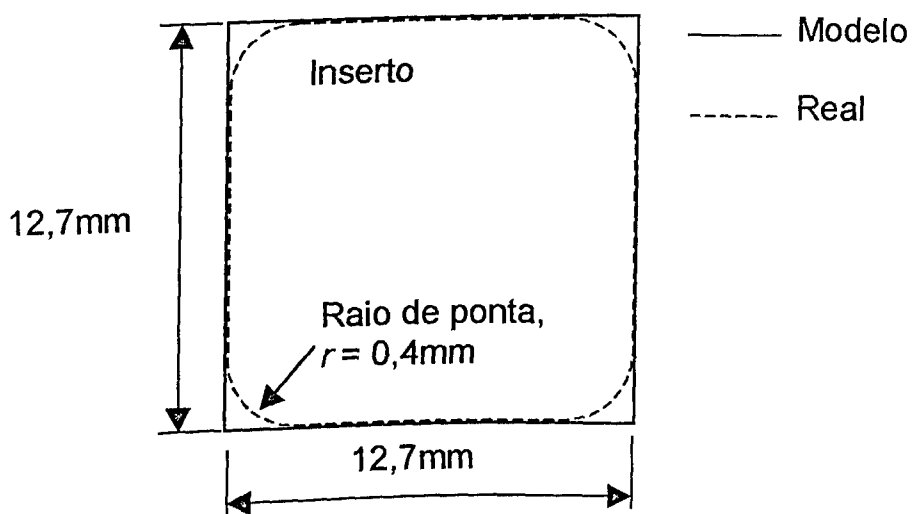


Figura 7.1 – Geometria da ferramenta de corte, detalhe do raio de ponta.

7.2.2 – Incerteza Devido ao Uso de Propriedades Térmicas Diferentes das Reais

Este tipo de incerteza está relacionado à identificação correta do material da ferramenta, pois a partir desta identificação torna-se possível o estabelecimento das propriedades térmicas do material (usando-se valores tabelados ou medidos). Esta atividade exerce grande influência sobre os resultados estimados, pois as propriedades térmicas fazem parte das equações que descrevem o modelo térmico. Portanto, o uso de propriedades térmicas diferentes das reais afeta diretamente os resultados estimados. Os valores das propriedades térmicas de alguns materiais são encontrados na literatura, porém o uso destes valores pode representar uma fonte de erros para a solução do problema térmico. A utilização destes valores implica na

hipótese de que o material estudado possui a mesma composição química, tratamento térmico, ou qualquer outro tipo de beneficiamento do material usado para a obtenção dos valores de referência das propriedades térmicas. Entretanto, na prática verifica-se que esta hipótese não é verdadeira, pois é impossível a obtenção de duas amostras iguais fisicamente e quimicamente (obtem-se amostras semelhantes de acordo com nível de tolerância assumido). Portanto, o uso do valor de uma propriedade térmica tabelada implica na introdução de erros na modelagem do problema térmico. Para minimizar esta fonte de incerteza o ideal seria que as propriedades térmicas do material estudado fossem medidas, porém este procedimento nem sempre é possível. Neste trabalho, as propriedades térmicas das ferramentas não foram medidas.

A incerteza devido ao uso de propriedades térmicas diferentes das reais pode ser exemplificada na Fig. 7.2. Nesse caso, apresentam-se os resultados estimados para uma amostra em aço inoxidável AISI 304 (Teste A, seção 5.2.1, Capítulo V) usando-se as propriedades térmicas medidas por Lima e Silva (2000) e usando-se as propriedades térmicas encontradas em Incropera & De Witt (1998). Observa-se que o erro integral relativo, definido na Eq. (4.7), é igual a 5,7% quando são usadas as propriedades térmicas medidas. Empregando-se as propriedades tabeladas este erro é elevado para 7,8%.

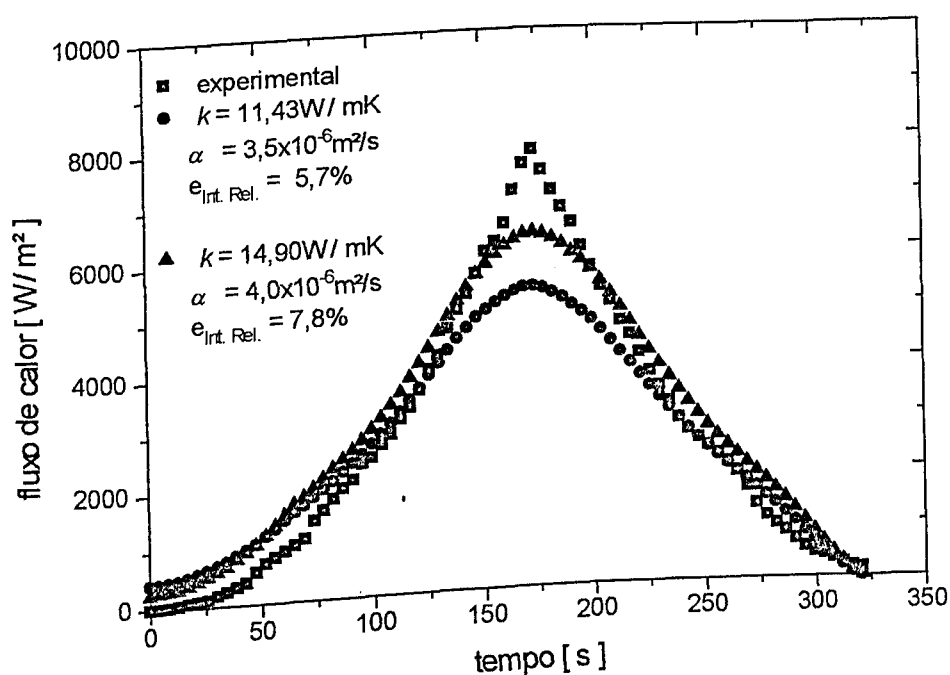


Figura 7.2 – Incerteza no uso de propriedades térmicas diferentes das reais.

A variação das propriedades térmicas com a temperatura também pode ser uma grande fonte de erros para a solução do problema térmico. Para alguns materiais o aumento da temperatura faz com que os valores de condutividade térmica apresentem um comportamento ascendente; para outros, o comportamento é inverso. No caso do aço inoxidável AISI 304 a variação da condutividade térmica com a temperatura apresenta um comportamento ascendente, conforme mostrado na Fig. 7.3 (Incropera & De Witt, 1998). Entretanto, como as temperaturas medidas na amostra estão situadas entre 297,1K e 325,4K a variação das propriedades térmicas com a temperatura pode ser desprezada sem acarretar numa grande fonte de incerteza para a solução do problema térmico. Caso a variação de temperatura fosse bem mais acentuada (por exemplo, de 300K a 1000K), a variação das propriedades térmicas com a temperatura deveria ser levada em consideração para minimizar esta provável fonte de erros.

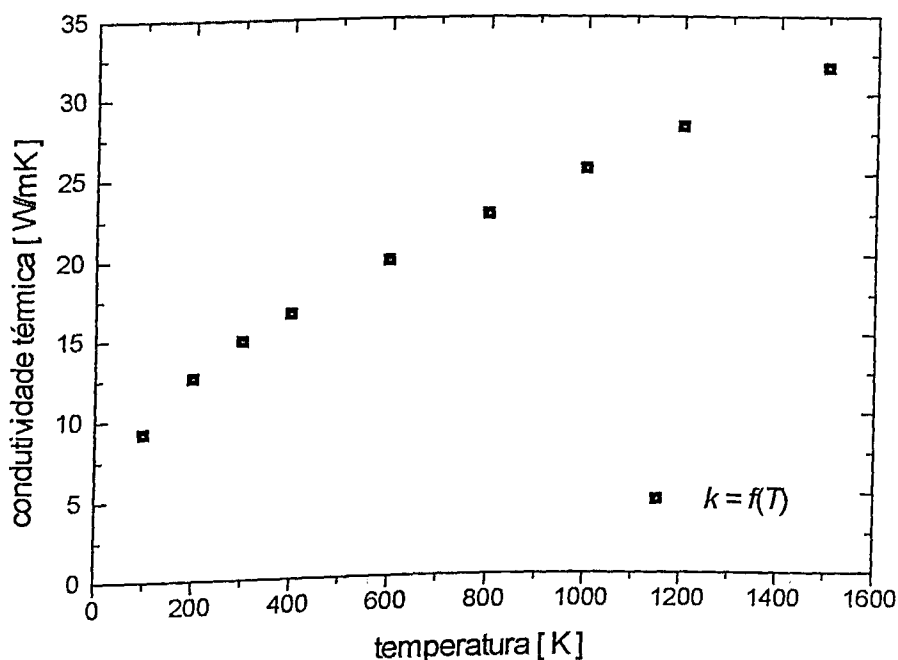


Figura 7.3 – Variação da condutividade térmica como função da temperatura para o aço inoxidável AISI 304, segundo Incropera & De Witt (1998).

Neste trabalho, a variação das propriedades térmicas das ferramentas de metal duro e de cerâmica não é considerada no modelo térmico. O desenvolvimento de um modelo térmico tridimensional transiente com propriedades térmicas variáveis é de maior complexidade. Portanto, considera-se que as propriedades térmicas das ferramentas são constantes sendo seus valores definidos em Melo (1998).

7.2.3 – Incerteza na Determinação da Área de Contato

A determinação da área de contato entre a ferramenta e o cavaco também pode ser uma fonte de erros na solução do problema térmico, pois ela representa a área em que o calor flui para a ferramenta por condução. Na literatura encontram-se procedimentos que permitem a determinação desta área, dentre eles citam-se: o uso de um software analisador de imagens (De Souza, 1996) ou através da aplicação de revestimentos (Yen & Wright, 1986). Em ambos processos, a área é medida após cada usinagem. Neste trabalho, esses processos não são aplicáveis, pois a ferramenta não é substituída a cada usinagem para se preservar o mesmo posicionamento dos termopares para um grupo de testes. Assim, considera-se que para todos os testes experimentais a área de contato tem a mesma dimensão. Além disso, na implementação computacional do algoritmo inverso esta área deve ser aproximada em função da malha numérica utilizada, isto é, deve atender às dimensões dos volumes de controle. Nesse sentido, considera-se a área sujeita ao fluxo de calor (área de contato) como a região formada por 7x3 volumes de controle (direções y e z, respectivamente), conforme mostrado na Figura 6.3 (Capítulo VI). Portanto, a área de contato que é delimitada pelas dimensões $y_H = 2,064\text{mm}$ e $z_H = 0,794\text{mm}$ perfaz uma área de $1,639\text{mm}^2$. A escolha destes valores é fundamentada nos trabalhos de Jen & Gutierrez (2000) e Melo (1998) que fornecem as dimensões da área de contato para diversas condições de corte, conforme apresentado na Tab. 7.1.

Tabela 7.1 – Dimensões da área de contato.

y_H (mm)	z_H (mm)	Área (mm^2)	V_c (m/min)	f (mm/rot)	a_p (mm)	Mat. ferramenta	Mat. peça
2,470	0,400	0,988 ⁽¹⁾	61,5	0,127	0,762	WC, Sandivik S2	AISI 1018
2,312	0,951	1,673 ⁽²⁾	206,0	0,176	1,75	WC, Sandivik K10	NB-FC200
2,557	0,806	1,620 ⁽²⁾	98,0	0,242	1,5	WC, Sandivik K10	NB-FC200
4,044	1,071	2,348 ⁽²⁾	135,0	0,176	2,0	WC, Sandivik K10	NB-FC200
3,238	1,057	2,087 ⁽²⁾	206,0	0,176	1,75	Si ₃ N ₄ , COFERMAQ	NB-FC200
2,339	1,282	1,954 ⁽²⁾	98,0	0,242	1,5	Si ₃ N ₄ , COFERMAQ	NB-FC200
1,863	1,242	1,716 ⁽²⁾	135,0	0,176	2,0	Si ₃ N ₄ , COFERMAQ	NB-FC200
2,064	0,794	1,639 ⁽³⁾	Ver Capítulo VI, seção 6.3				

Fonte: ⁽¹⁾ Jen & Gutierrez ⁽²⁾ Melo (1998) ⁽³⁾ Valores usados neste trabalho.

Para tentar avaliar a influência da dimensão da área de contato sobre os resultados estimados, apresenta-se a seguir, os resultados estimados para a amostra de aço carbono

ABNT 1020 (Teste E, seção 5.2.2, Capítulo V) quando a área sujeita ao fluxo de calor é determinada sem precisão. Neste teste, os 13x13 volumes de controle que representam a região com fluxo fornecem coincidentemente a mesma área do duplo sensor resistência/transdutor de calor, isto é, área igual a $2,5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$. A avaliação da influência da área sobre os resultados estimados é feita arbitrando-se um valor de área 20% menor e 20% maior que a área real do duplo sensor, ou seja, na primeira hipótese são usados 13x11 volumes de controle (área igual a $2,1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$) e na segunda hipótese são usados 13x15 volumes de controle (área igual a $2,9 \times 10^{-3} \text{ m}^2$). Na Fig. 7.4 são apresentados os resultados para ambas hipóteses. Observa-se que a superestimação da área sujeita ao fluxo de calor provoca a redução da grandeza do fluxo de calor estimado e conseqüentemente provoca o aumento do erro integral relativo para 14,5%. Para a subestimação da área o erro integral relativo também sofre elevação, atinge 9,8%, e a grandeza do fluxo de calor torna-se superestimada em relação ao fluxo de calor experimental. Neste trabalho, estima-se que a área sujeita ao fluxo de calor que é delimitada na malha numérica seja 20 a 30% superior à área real. Esta grande fonte de incerteza é uma limitação no uso do algoritmo computacional atual, pois sua minimização implica na utilização de uma malha numérica mais refinada. Atualmente o refinamento da malha numérica não é viável devido à concepção construtiva do algoritmo computacional que faz a utilização de uma grande quantidade de matrizes tridimensionais. Esta limitação do algoritmo poderá ser superada futuramente com o uso de técnicas de programação mais elaboradas.

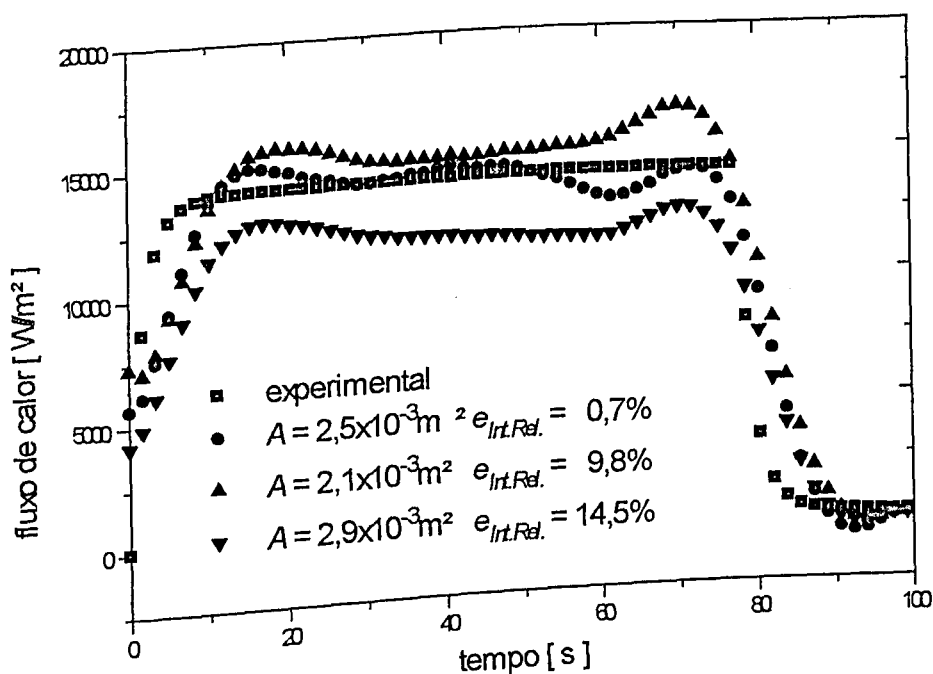


Figura 7.4 – Incerteza na determinação da área de contato.

7.2.4 – Incerteza na Determinação das Condições de Contorno

A ferramenta é modelada geometricamente como um paralelepípedo. Todas as seis faces estão sujeitas à transferência de calor por convecção, exceto na região de corte (área de contato sujeita ao fluxo de calor). Com a adoção destas hipóteses simplificadoras, dois grupos de incertezas podem ser identificados. O primeiro está relacionado à quantificação dos coeficientes de transferência de calor por convecção nas regiões expostas ao ambiente, e o segundo grupo relaciona-se às regiões que estão em contato com o porta-ferramenta, conforme mostrado na Fig. 7.5. Nas regiões expostas ao ambiente (faces 1, 3, e 5), considera-se que a troca de calor se dá por convecção natural. Os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção são arbitrados levando-se em conta valores de referência encontrados na literatura (Incropera & De Witt, 1998).

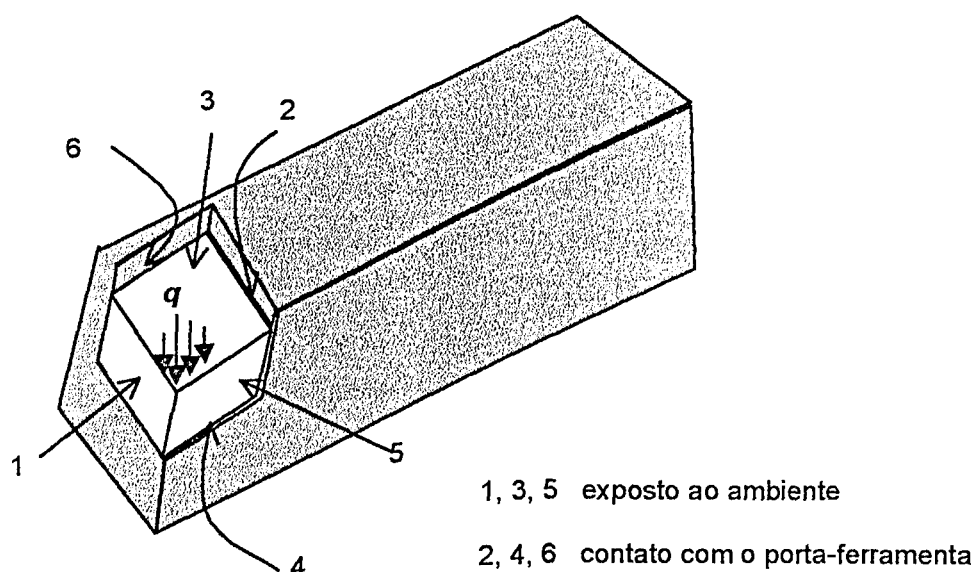


Figura 7.5 – Condições de contorno da ferramenta no problema de usinagem.

Uma análise da influência dos coeficientes de transferência de calor por convecção é apresentada na seção 4.3.9 do Capítulo IV para um problema simulado. Verifica-se que o uso de coeficientes de transferência de calor diferentes daqueles usados para gerar a temperatura experimental simulada provoca uma variação do erro integral relativo de aproximadamente 4%. Para o problema experimental, admite-se que a ferramenta esteja exposta a um ambiente com ar parado e os respectivos coeficientes de transferência de calor por convecção podem estar situados na faixa de 5,0 a 30,0 W/m²K. Nesse sentido, apresenta-se na Fig. 7.6 os resultados estimados para os testes 1MA e 1CA variando os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção.

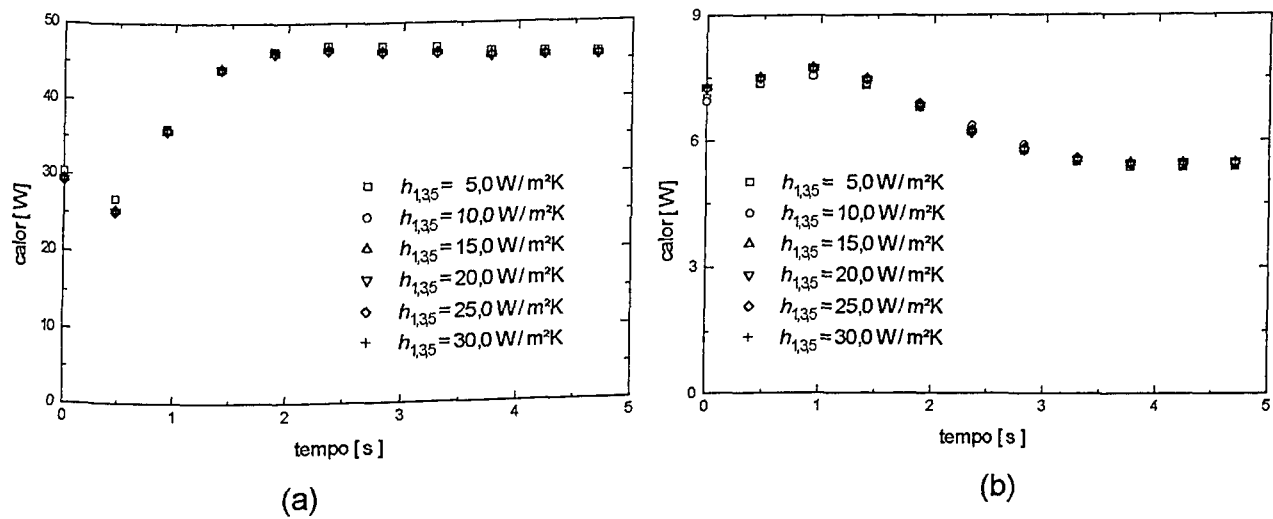


Figura 7.6 – Incerteza na determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção nas faces 1, 3 e 5: (a) teste 1MA, metal duro (b) teste 1CA, cerâmica.

Observa-se que a variação dos valores de h na faixa de 5 a 30 W/m²K não gera diferenças significativas sobre os resultados estimados. Portanto, desde que o coeficiente de transferência de calor por convecção real esteja na faixa estudada, a geração de incerteza não deverá ser significativa podendo até ser desprezada.

Nas faces da amostra em contato com o porta-ferramenta (faces 2, 4, 6) a hipótese simplificadora usada no modelo térmico prevê que a transferência de calor se dá também por convecção natural. A imposição desta condição de contorno pode gerar incertezas aos resultados estimados, tendo em vista que a condição de contorno real da ferramenta está sujeita à transferência de calor por condução e aos efeitos da resistência térmica de contato. Nesse sentido, apresenta-se a seguir um estudo unidimensional para a determinação dos coeficientes globais de transferência de calor para as faces 2, 4 e 6. Nesse sentido, o conjunto ferramenta/porta-ferramenta é apresentado esquematicamente na Fig. 7.7.

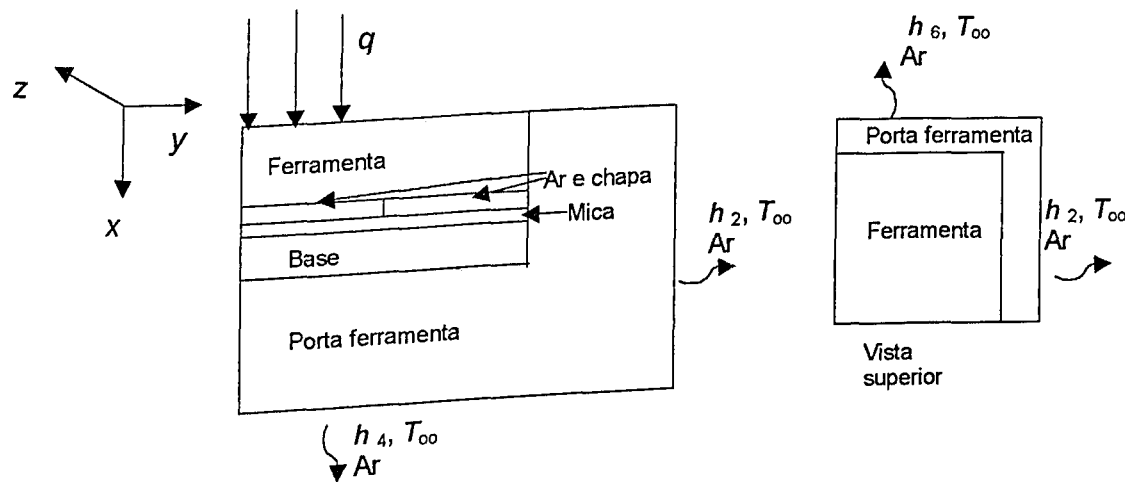


Figura 7.7 – Esquema do conjunto ferramenta/porta-ferramenta.

Observa-se que entre a face inferior da ferramenta e o porta-ferramenta a transferência de calor é submetida a quatro meios diferentes. Na região onde estão localizados os termopares considera-se que o meio é preenchido por ar parado numa espessura de 0,0005m, e o restante da face da ferramenta é preenchida com uma chapa de aço carbono ABNT 1010 de mesma espessura. Em seguida é colocada uma placa de mica de espessura 0,0001m para se evitar o contato elétrico dos termopares com a base do porta-ferramenta. A base é construída usando o mesmo material do porta-ferramenta e possui espessura de 0,003m. O porta-ferramenta tem uma espessura média igual a 0,0118m. Nas faces 2 e 6 a ferramenta está em contato direto com o porta-ferramenta e a espessura média do porta ferramenta nestas regiões é respectivamente 0,013m e 0,005m. Os coeficientes de transferência de calor por convecção h_2 , h_4 e h_6 são iguais a 20,0W/m²K, tendo em vista que a temperatura ambiente e a condição de ar parado são iguais para todas as faces do conjunto ferramenta/porta-ferramenta.

Os coeficientes globais de transferência de calor podem ser calculados em função da resistência equivalente do sistema, isto é,

$$UA = \frac{1}{\sum R_t} \quad (7.1)$$

onde R_t é a resistência térmica de cada material. Assim, para um sistema com fluxo de calor unidimensional e em regime permanente pode-se escrever a relação,

$$q \equiv UA\Delta T \quad (7.2)$$

onde o coeficiente global de transferência de calor UA assume o papel do coeficiente de transferência de calor por convecção.

Assim, aplicando-se a Equação (7.1) para o fluxo de calor que flui da face inferior da ferramenta (face 4, Fig. 7.8) para o porta-ferramenta, obtém-se

$$UA = \frac{1}{L_{ar}/K_{ar} + L_{mica}/K_{mica} + L_{base}/K_{base} + L_{porta-ferramenta}/K_{porta-ferramenta} + 1/h_4} = 14,3\text{W/m}^2\text{K} \quad (7.3)$$

para a região com a camada de ar, onde K_{ar} é igual a 0,026 W/mK, K_{mica} é igual a 0,5 W/mK, K_{base} e $K_{porta-ferramenta}$ são iguais a 51,9 W/mK. Já para a região com a chapa o coeficiente global de transferência é dado por,

$$UA = \frac{1}{\frac{L_{\text{chapa}}}{K_{\text{chapa}}} + \frac{L_{\text{mica}}}{K_{\text{mica}}} + \frac{L_{\text{base}}}{K_{\text{base}}} + \frac{L_{\text{porta-ferramenta}}}{K_{\text{porta-ferramenta}}} + \frac{1}{h_4}} = 19,2 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.4)$$

onde K_{chapa} é igual a 63,9 W/mK.

Para a face 2, Fig. 7.8c, a Eq. (7.1) pode ser escrita por

$$UA = \frac{1}{\frac{L_{\text{porta-ferramenta}}}{K_{\text{porta-ferramenta}}} + \frac{1}{h_2}} = 19,9 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.5)$$

E para a face 6, Fig. 7.8d, o coeficiente de global de transferência de calor é dado por

$$UA = \frac{1}{\frac{L_{\text{porta-ferramenta}}}{K_{\text{porta-ferramenta}}} + \frac{1}{h_6}} = 19,9 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.6)$$

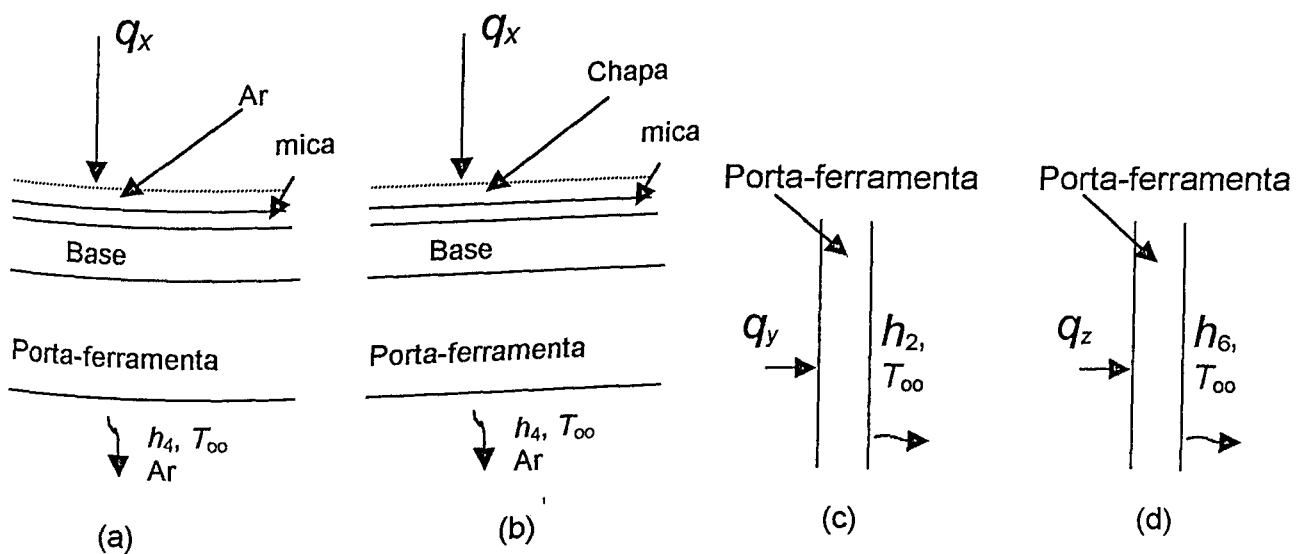


Figura 7.8 – Cálculo do coeficiente global de transferência de calor: (a) direção x, camada de ar (b) direção x, chapa de aço (c) direção y (d) direção z.

Observa-se para todos os casos, que os valores do coeficiente global de transferência de calor são próximos aos valores dos respectivos coeficientes de transferência de calor por convecção, exceto na região com a camada de ar onde o efeito da baixa condutividade térmica do ar pode ser verificado. A obtenção destes resultados indica que o modelo proposto para a ferramenta de corte, com condições de contorno sujeitas à transferência de calor por convecção nas seis faces, não deve gerar incertezas que prejudiquem a precisão dos

resultados estimados. Entretanto, acredita-se que a resistência térmica de contato entre a ferramenta e o porta-ferramenta deve causar uma diminuição da transferência de calor entre os dois meios, tendo em vista os efeitos da rugosidade dos materiais, da formação de óxidos, da pressão mecânica de contato, dentre outros (Bezerra Filho *et al.*, 2000). Portanto, para as faces 2, 4 e 6 considera-se que o coeficiente global de transferência de calor é igual a $5,0\text{W/m}^2\text{K}$.

7.3 – Incerteza na Medição da Temperatura

Nos problemas inversos em condução de calor a temperatura experimental é considerada como a maior fonte geradora de erros ou incertezas aos resultados estimados. Se esta temperatura é medida usando-se termopares os erros podem estar relacionados à calibração, ao sistema de fixação dos termopares, ao tempo de resposta e ainda, ao sistema de aquisição. Com relação à calibração dos termopares estima-se que o erro seja de aproximadamente $\pm 2\%$, conforme protocolo desenvolvido no LTCM/UFU. A fixação dos termopares à ferramenta pode introduzir erros aos valores de temperatura medida, pois os termopares são soldados aos micro-terminais elétricos e estes são colados à ferramenta. O uso destes dois materiais entre os termopares e a ferramenta pode reduzir o sinal de temperatura devido aos efeitos da resistência térmica de contato. O tempo de resposta do termopar também pode introduzir erros às temperaturas medidas, pois dependendo da característica transiente do fenômeno (grande variação da temperatura com o tempo) os termopares não conseguem fornecer com precisão os valores da temperatura. Neste trabalho são usados termopares tipo K cujo tempo de resposta é aproximadamente $0,05\text{s}$. O sistema de aquisição de dados também pode introduzir erros às temperaturas medidas, tendo em vista que o sinal elétrico sofre amplificação, conversão e processamento numérico.

7.4 – Incerteza dos Erros Numéricos

Neste trabalho os erros numéricos podem ser identificados na solução de integrais e na solução do sistema de equações que representam a discretização do problema térmico. As integrais que fornecem os valores do coeficiente de conjugação, Eq. (3.77), tamanho do passo, Eq. (3.87), e do critério de parada, Eq. (3.91), são resolvidas usando-se o método de Simpson. O erro absoluto previsto no uso deste método para a solução de uma integral simples pode ser calculado por

$$E_s = \frac{d^4}{180} \cdot (a_2 - a_1) \cdot \max |f^{IV}(x)|, a_1 \leq x \leq a_2 \quad (7.7)$$

onde d é o intervalo entre as componentes, a_1 e a_2 representam o intervalo de integração. Por exemplo, para o cálculo do tamanho do passo no teste 1MA, o valor de d é igual ao intervalo de tempo entre medições ($\Delta t = 0,47s$), a_1 é o instante de tempo inicial igual a zero e a_2 é igual ao instante de tempo final ($t_f = 4,7s$), a quarta derivada da função tende a zero, uma vez que $(T - Y)\Delta T$ também tende a zero. Portanto, o erro absoluto para esta integração é aproximadamente $0,011 \text{ K W/m}^2$, sem considerar os efeitos da quarta derivada. Para a solução da Eq. (3.77) o erro numérico sofre interferência também das integrações realizadas nas direções y e z .

A solução do problema inverso de condução de calor é obtida a partir da solução de três sub-problemas: o problema direto, o problema adjunto e o problema de sensibilidade. Para a solução do problema direto arbitra-se que o sistema atinge a convergência no domínio espacial quando a diferença percentual entre todas as temperaturas torna-se menor ou igual a $1,0 \times 10^{-11}$. Para o problema adjunto e para o problema de sensibilidade, considera-se que o sistema atinge a convergência no domínio espacial quando a diferença absoluta torna-se menor ou igual a $1,0 \times 10^{-12} \text{ K}^{-1}$ e $1,0 \times 10^{-13} \text{ K W/m}^2$, respectivamente.

7.5 – Conclusões

Os problemas inversos em condução de calor podem fornecer resultados precisos e confiáveis. Para isso é necessário que as fontes de erros sejam conhecidas e minimizadas. O modelo térmico deve buscar ser fiel ao fenômeno estudado. Na obtenção das temperaturas experimentais deve-se minimizar as fontes geradoras de erros, pois esta temperatura representa o efeito que a grandeza a ser estimada causa ao meio e, portanto, os erros que estão aí embutidos afetarão também os resultados estimados.

Este estudo busca apenas uma análise qualitativa das fontes de erro não apresentando valores finais para o cálculo da incerteza. De fato, uma referência mais precisa em relação à incerteza final obtida nos valores de fluxo de calor e temperatura na interface pode ser indicada pela comparação entre a temperatura experimental na posição 4 dos testes 1MA e 1CA versus a temperatura calculada a partir do fluxo de calor estimado nessa mesma posição. Esse procedimento é apresentado no Capítulo VI na seção 6.5 e representa uma tentativa de validação, ainda que parcial, do fluxo de calor estimado.

A seguir, no Capítulo VIII, aborda-se a conclusão deste estudo e são traçadas ainda as propostas de trabalhos futuros.

CAPÍTULO VIII

Conclusões

Neste trabalho utilizou-se o uso de técnicas de problemas inversos em condução de calor para a determinação dos campos térmicos superficiais gerados durante o processo de usinagem por torneamento. A parcela do fluxo de calor que é gerado na interface ferramenta-cavaco e que flui para a ferramenta de corte é estimada usando-se o método do gradiente conjugado e da equação adjunta. Esta técnica de problemas inversos, que também é uma técnica de otimização, cria um processo recursivo e iterativo para a determinação do fluxo de calor baseando-se na minimização do erro entre temperaturas experimentais (medidas numa região de fácil acessibilidade - face oposta à superfície de corte) e temperaturas calculadas (que são obtidas a partir de um modelo teórico). A obtenção do fluxo de calor superficial permitiu o estabelecimento de todas condições de contorno do problema térmico, ou seja, a temperatura estimada foi obtida através da solução direta do modelo físico que representa o processo de torneamento. O modelo térmico teórico foi construído baseando-se nas hipóteses simplificadoras de que a ferramenta de corte não apresentava quebra-cavacos, furos, revestimento, e que poderia ser representada por um paralelepípedo perfeito (ângulo de 90° entre as superfícies). O material da ferramenta é considerado homogêneo e as propriedades térmicas não variam com a temperatura. Além disso, considerou-se que a ferramenta era submetida a uma fonte de calor numa região limitada da superfície de corte e que todo o restante do contorno estava sujeito à perda de calor por convecção. O modelo teórico tridimensional transiente foi validado comparando-se a resposta obtida com a solução analítica de problemas mais simples (solução unidimensional).

Para o uso da técnica de problemas inversos, neste trabalho, foi desenvolvido o algoritmo computacional denominado GRAD3D 1.0. Este programa estima o fluxo de calor que flui para a ferramenta e calcula a distribuição de temperatura superficial na zona de corte da ferramenta. Para o uso do programa GRA3D 1.0, verificou-se que alguns parâmetros de entrada exercem grande influência sobre os resultados estimados. Nesse sentido, foi realizada uma análise de sensibilidade no uso do programa para testes que simulam o problema térmico em um processo de usinagem real. Averiguou-se que para baixos valores do número de Fourier (menor que três) a precisão dos resultados estimados é prejudicada, pois quanto menor o valor

do número de Fourier menor deverá ser a informação que a temperatura medida na face inferior recebe do fluxo de calor aplicado na face superior da ferramenta. Observou-se ainda, que este comportamento independe do tipo de material, tempo de aquecimento e espessura da amostra. A variação do intervalo de tempo entre medições e o número total de medições também foi investigada e constatou-se que o uso de um número pequeno de medições pode gerar incertezas aos resultados estimados. A influência do número de termopares sobre a resposta inversa foi estudada sendo observado que o uso de um número maior de termopares aumenta a precisão dos resultados. Porém, como o número de termopares não pode ser infinito, deve-se observar as limitações físicas tanto da fixação dos sensores à amostra quanto ao sistema de aquisição de dados que possui um número finito de canais para a leitura dos sinais medidos. Também foi observado, que a escolha do tamanho da malha numérica usada na discretização do modelo teórico exerceu grande influência sobre os resultados estimados. Verificou-se que a incerteza entre os valores de calor estimado e calor exato era significativamente menor quando a malha numérica escolhida tinha dimensões similares nas três direções axiais. A influência de outros fatores sobre os resultados estimados, como os prováveis erros existentes nas leituras dos termopares, a forma funcional do fluxo estimado, a grandeza do fluxo de calor estimado, o número de iterações, as condições de contorno e as propriedades térmicas do material da amostra, também foi verificada. Entretanto, observou-se que o impacto desses fatores sobre os resultados estimados foi menor que, por exemplo, o obtido pela variação do número de Fourier. Esta análise de sensibilidade permitiu simular e conhecer os parâmetros de entrada ideais para o uso do programa GRA3D 1.0 nos problemas térmicos de usinagem reais.

Para validar o algoritmo inverso foram realizados testes experimentais em condições controladas. Nestes testes, verificou-se que os resultados estimados apresentaram uma boa concordância com os valores de fluxo de calor medido experimentalmente, comprovando-se a eficiência da metodologia proposta.

Para finalizar o trabalho, foram realizados ensaios de usinagem por torneamento que possibilitaram avaliar a repetibilidade dos resultados estimados usando parâmetros de usinagem iguais. A influência da variação dos parâmetros de usinagem sobre os resultados obtidos pela solução inversa também foi explorada. Verificou-se que a repetibilidade dos resultados foi alcançada para os testes realizados com os parâmetros de usinagem iguais. Este comportamento foi evidenciado tanto para a ferramenta de metal duro quanto para a ferramenta de cerâmica. Para os testes realizados com a variação dos parâmetros de usinagem (velocidade de corte, avanço e profundidade de corte) averiguou-se que os resultados estimados pelo uso do algoritmo inverso foram coerentes com a escala de variação adotada para estes parâmetros. Observou-se, que a grandeza do calor estimado para a

ferramenta de metal duro foi cerca de quatro vezes maior que a grandeza do calor estimado para a ferramenta de cerâmica nos testes realizados com os mesmo parâmetros de usinagem para ambos materiais. Este comportamento pode ter sido devido ao atrito gerado entre o contato do cavaco e da ferramenta, reações químicas ou ainda, devido à influência das propriedades térmicas. Para a ferramenta de metal observou-se que as temperaturas estimadas atingiram até aproximadamente 500°C , enquanto para a ferramenta de cerâmica estas temperaturas atingiram até cerca de 220°C . A grandeza da temperatura calculada para ambas ferramentas está coerente com os valores observados em Melo (1998) para a escala de tempo adotada. Verificou-se nos testes 1MA e 1CA, que os resultados obtidos eram fisicamente corretos através da comparação entre a curva de temperatura experimental e a temperatura calculada em função do fluxo estimado para a posição do termopar 4.

Na análise de erros foram relacionadas as principais fontes geradoras de incertezas aos resultados obtidos pela solução inversa. Verificou-se que existem incertezas na construção do modelo térmico, na obtenção das temperaturas experimentais e nas aproximações numéricas usadas na solução do modelo térmico. Portanto, o método proposto mostrou-se eficaz para a obtenção da temperatura na superfície de corte da ferramenta, embora algumas limitações tenham sido verificadas, o modelo tridimensional transiente permitiu um estudo mais realista do problema térmico de usinagem.

Apresenta-se a seguir propostas para trabalhos futuros que permitam a continuidade deste estudo.

Propostas para Trabalhos Futuros

- O uso do método de elementos finitos para a discretização do modelo térmico tridimensional para que se permita o estudo dos campos térmicos em ferramentas com furos e quebra-cavacos.

- A representação do problema de usinagem por um modelo térmico com geração de calor interna.

- Uma implementação computacional mais elaborada para minimizar o uso de matrizes tridimensionais visando o aumento da capacidade de refinamento da malha numérica espacial e o aumento de número de medições que possam ser processadas.

- O desenvolvimento de um sistema de fixação de termopares mais eficiente para reduzir a incerteza nas leituras de temperatura.
- A medição das propriedades térmicas da ferramenta.
- A implementação do modelo térmico que considere a variação das propriedades térmicas com a temperatura.
- A implementação do algoritmo computacional que permita a escolha do tipo de condição de contorno existente em cada face da ferramenta. Atualmente, o modelo prevê fluxo de calor numa região da face superior e convecção no restante do contorno da ferramenta.
- A adaptação do modelo térmico tridimensional para a solução de outros problemas de engenharia, como por exemplo para a medição do rendimento térmico em processos de soldagem.
- A construção de um instrumento para a medição da temperatura na superfície de corte da ferramenta baseado na técnica de problemas inversos em condução de calor.
- Usar o método do termopar ferramenta/peça para comparação e validação dos resultados estimados pela técnica de problemas inversos.

Referências Bibliográficas

1. Abrão, A. M. & Aspinwall, D. K., 1997, "Temperature Evaluation of Cutting Tools During Machining of Hardened Bearing Steel Using Polycrystalline Cubic Boron Nitride and Ceramic Cutting Tools", *Materials Science and Technology*, vol.13, pp.445-450.
2. Alencar Jr., J. P., Orlande, H. R. B. & Özisik, 1997, M. N, "Formulação Bidimensional Geral para Problemas Inversos de Condução de Calor", XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Bauru, SP, Brasil.
3. Alifanov O. M., 1983, "Methods of Solving Ill-Posed Inverse Problems", *Journal of Engineering Physics*, Vol. 45, No. 5, pp. 1237-1245.
4. Alifanov, O. M. & Mikhailov V. V., 1983, "Determining Thermal Loads from the Data of Temperature Measurements in a Solid", *Journal of Engineering Physics*, Vol. 21, No. 6, pp.724-730.
5. Alifanov, O. M. & Egorov, Y. V., 1985, "Algorithms and Results of Solving the Inverse Problem of Heat-Conduction Boundary Problem in a Two-Dimensional Formulation", *Journal of Engineering Physics*, Vol. 48, No. 4, pp. 489-496.
6. Alifanov, O. M. & Kerov, N. V., 1981, "Determination of External Thermal Load Parameters by Solving the Two-Dimensional Inverse of Heat-Conduction Problem", *Journal of Engineering Physics*, Vol. 41, No. 4, pp. 1049-1053.
7. Alifanov, O. M., 1974, "Solution of an Inverse Problem of Heat Conduction by Iteration Methods", *Journal of Engineering Physics*, Vol. 26, No. 4, pp. 471-476.
8. Al-Khalidy, N. A. H. & Skorek, J., 1996, "Optimal Dynamic Filtration Approach for Inverse Heat Conduction Problems with Moving Body", *Inverse Problems in Engineering*, <http://www.gbhap-us.com/fulltext/210/T960060F210.htm>.
9. Arndt, G. & Brown, R. H., 1966, "On the Temperature Distribution in Orthogonal Machining", *International Journal Mach. Tool Des. Res.*, Vol. 7, pp. 39-53.

10. Bass, B. R., 1980, "Application of the Finite Element Method to the Nonlinear Inverse Heat Conduction Problem Using Beck's Second Method", *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 102, May, pp. 168-176.
11. Beck, J. V., Blackwell, B. & St. Clair Jr., Charles R., 1985, "Inverse Heat Conduction – Ill-posed Problems", Wiley-Interscience Publication, New York.
12. Berliner, E. M. & Krainov, V. P., 1991, "Analytic Calculations of the Temperature Field and Heat Flows on the Tool Surface in Metal Cutting Due to Sliding Friction", *Wear*, Vol. 143, pp. 379-395.
13. Bezerra Filho, C. R., Laurent, M. & Raynaud M., 2000, "A Resistência Térmica de Contato", CONEM 2000 - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Natal, RN, Brasil.
14. Blanc, G., Beck, J. V. & Raynaud, M., 1997, "Solution of The Inverse Heat Conduction Problem with a Time-Variable Number of Future Temperatures", *Numerical Heat Transfer, Part B*, Vol. 32, pp. 437-451.
15. Blanc, G., Raynaud, M., & Chau, T. H., 1998, "A Guide for the Use of the Function Specification Method for 2D Inverse Heat Conduction Problems", *Rev. Gén. Therm.*, Vol. 37, pp. 17-30.
16. Blum, J. & Marquardt, W., 1997a, "An Optimal Solution to Inverse Heat Conduction Problems Based on Frequency-Domain Interpretation and Observers", *Numerical Heat Transfer, Parte B*, Vol. 32, pp. 453-478.
17. Blum, J. & Marquardt, W., 1997b, "Robust and Efficient Solution of the Inverse Heat Conduction Using and Observers", *Eurotherm Seminar N. 53 – Advanced Concepts and Techniques in Thermal Modeling*, Belgium.
18. Busby, H. R. & Trujillo D. M., 1985, "Numerical Solution to a Two-Dimensional Inverse Heat Conduction Problem", *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 21, pp. 349-359.
19. Chan, C. L. & Chandra A., 1991, "A Boundary Element Method Analysis of the Thermal Aspects of Metal Cutting Processes", *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 113, August, pp. 311-319.

20. Chen, H.-T & Lin, J.-Y., 1994, "Numerical Solution of Two-Dimensional Nonlinear Hyperbolic Heat Conduction Problems", Numerical Heat Transfer, Parte B, Vol. 25, pp. 287-307.
21. Chow, J. G. & Wright, P. K., 1988, "On-Line Estimation of Tool/Chip Interface Temperatures for a Turning Operation", Journal of Engineering for Industry, Vol. 110, November, pp. 56-64.
22. Colaço, M. J. & Orlande, H. R. B., 1998, "Estimation of the Heat Transfer Coefficient at the Surface of a Plate by Using the Conjugate Gradient Method", VII ENCIT, Rio de Janeiro, RJ.
23. De Souza, A. N., 1996, "Efeito dos Parâmetros de Usinagem na Área de Contato Cavaco-Ferramenta", Pesquisa de Iniciação Científica, Universidade Federal de Uberlândia.
24. Dowding, K. J. & Beck, J. V., 1999, "A Sequential Gradient Method for the Inverse Heat Conduction Problem (IHCP)", Journal of Heat Transfer, Vol. 121, May, pp. 300-306.
25. Eu-Gene, N. G., 1995, "Measurement of Tool/Workpiece Interface Temperature When Turning Hardened Tool Steel with PCBN" Final Year Project, The University of Birmingham, England.
26. Ferraresi D., 1977, "Fundamentos da Usinagem dos Metais", Editora Edgard Blücher, Vol. 1.
27. Groover, M. P. & Kane, G. E., 1971, "A Continuing Study in the Determination of Temperatures in Metal Cutting Using Remote Thermocouples", Journal of Engineering for Industry, May, pp. 603-608.
28. Guerrier B., & Benard, C., 1993, "Two-Dimensional Linear Transient Inverse Heat Conduction Problem: Boundary Condition Identification", Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 7, N. 3, pp. 472-478.
29. Guimarães, G., 1995, "Investigação de Problemas Inversos em Condução de Calor Usando o Método Seqüencial", Anais do IV Congresso de Engenharia Mecânica Norte/Nordeste, Recife, PE, Brasil, pp. 1111-1116.
30. Haji-Sheikh, A. & Buckingham, F. P., 1993, "Multidimensional Inverse Heat Conduction Using the Monte Carlo Method", Journal of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 26-33.

31. Hsu, T. R., Sun, N. S., Chen, G. G. & Gong, Z. L., 1992, "Finite Element Formulation for Two-Dimensional Inverse Heat Conduction Analysis", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 553-557.
32. Huang C. H., Özisik M. N. & Sawaf. B, 1992, "Conjugate Gradient Method for Determining Unknown Contact Conductance During Metal Casting", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, No. 7, pp. 1779-1786.
33. Huang, C. H., & Yan, J. Y., 1995, "The Function Estimation in Measuring Temperature-Dependent Thermal Conductivity in Composite Material", *Journal Appl. Phys.*, Vol. 78, No. 12, pp. 6949-6956.
34. Imber, M., 1974, "Temperature Extrapolation Mechanism for Two-Dimensional Heat Flow", *AIAA Journal*, Vol. 12, No. 8.
35. Incropera, F. P. & DeWitt, D. P., 1990, "Introduction to Heat Transfer", John Wiley & Sons, New York, 2nd Ed.
36. Jarny, Y., Özisik, M. N. & Bardou, J. P, 1991, "A General Optimization Method Using Adjoint Equation for Solving Multidimensional Inverse Heat Conduction", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 11, pp. 2911-2919.
37. Jen, T. C. & Gutierrez, G., 2000, "Numerical Heat Transfer Analysis in Transient Cutting Tool Temperatures", *Proceedings of 34th National Heat Transfer Conference*, Pittsburgh, Pennsylvania, August 20-22, 2000.
38. Khachfe A. K., & Jarny, Y., 1999, "Estimation of Heat Sources within Two Dimensional Shaped Bodies", *Proceedings of 3th International Conference on Inverse Problems in Engineering*, June 13-18, Port Ludlow, Washington, USA.
39. Kurpisz, K. & Nowak, A. J., 1990, "Applying BEM and the Sensitivity Coefficient Concept to Inverse Heat Conduction Problems", *Advanced Computational Methods in Heat Transfer – Proceedings of the First International Conference*, Vol. 1, pp.17-20, U.K.
40. Leshock, C. E. & Shin, Y. C., 1997, " Investigation on Cutting Temperature in Turning by a Tool-Work Thermocouple Technique", *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 119, November, pp. 502-508.

41. Lima e Silva, S. M. M., 2000, "Desenvolvimento de Métodos Experimentais para a Determinação da Difusividade Térmica e Condutividade Térmica de Materiais Não Metálicos Usando Somente uma Superfície de Acesso", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia.
42. Lima, F. R. S., 1996, "Estudo de Técnicas de Problemas Inversos Bidimensionais: Aplicação em Problemas de Usinagem", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.
43. Lin, J. 1995, "Inverse Estimation of the Tool-Work Interface Temperature in End Milling", *International Journal Mach. Tools Manufact.*, Vol. 35, No. 5, pp. 751-760.
44. Lin, J., Lee, S.-L. & Weng, C.-I, 1992, "Estimation of Cutting Temperature in High Speed Machining", *Journal of Engineering Materials and Technology*, Vol. 114, pp. 289-296.
45. Lipman, M. P., Nevis, B. E. & Kane, G. E., 1967, "A Remote Sensor Method for Determining Average Tool-Chip Interface Temperature in Metal Cutting", *Journal of Engineering for Industry*, May, pp. 333-338.
46. Liu, J., 1996, "A Stability Analysis on Beck's Procedure for Inverse Heat Conduction Problems", *Journal of Computational Physics*, Vol. 123, pp. 65-73.
47. Machado, A. R. & da Silva, M. B., 1993, "Usinagem dos Metais", Apostila FEMEC-UFU.
48. Machado, H. A., & Orlande H. R. B., 1997, "Inverse Analysis for Estimating the Timewise and Spacewise Variation of the Wall Heat Flux in a Parallel Plate Channel", *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, Vol. 7, No. 7, pp. 696-710.
49. Melo, A. C. A., 1998, "Estimação da Temperatura de Corte Utilizando Problemas Inversos em Condução de Calor", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.
50. Melo, A. C. A., Cordeiro, E. A., Machado, Á. R. & Guimarães, G., 1999, "Potência Consumida e Geração de Calor no Processo de Torneamento", XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, SP, Brasil.

51. Murio, D. A., 1989, "The Mollification Method and the Numerical Solution of the Inverse Heat Conduction Problem by Finite Differences", *Computers Math. Applic.*, Vol. 17, No.10, pp.1385-1396.
52. Nortershauser & Millan, P., 1999, "Resolution of a Three-Dimensional Unsteady Inverse Problem by Sequential Method Using Parameter Reduction and Infrared Thermography Measurements", 3rd International Conference on Inverse Problems in Engineering: Theory and Practice, Port Ludlow, Washington, EUA.
53. Osman, A. M., Dowding, K. J. & Beck, J. V., 1997, "Numerical Solution of the General Two-Dimensional Inverse Conduction Problem (IHCP)", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 119, pp. 38-45.
54. Özisik, M, N., 1993, "Heat Conduction", 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York.
55. Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, Washington.
56. Patankar, S.V., 1991, "Computation c Conduction and Duct Flow Heat Transfer", Innovative Research Inc., Maple Grove.
57. Press, H. W., Flannery, B. P., Teukolsky, S. A. & Vetterling, W. T., 1989, "Numerical Recipes - FORTRAN Version", Cambridge University Press, Cambridge.
58. Prud'Homme, M. & Nguyen, T. H., 1999, "Fourier Analysis of Conjugate Gradient Method Applied to Inverse Heat Conduction Problems", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 4447-44460.
59. Qureshi A. H. & Koenigsberger F., 1996, "An Investigation into the Problem of Measuring the Temperature Distribution on the Rake Face of a Cutting Tool", *Annals of CIRP*, Vol. XIV, pp.189-190.
60. Radulescu, R. & Kapoor, S. G., 1994, "An Analytical Model for Prediction of Tool Temperature Fields during Continuous and Interrupted Cutting", *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 116, May, pp. 135-142.

61. Raudensky, M., Woodbury, K. A., Kral, J. & Brezina, T., 1995, "Genetic Algorithm in Solution of Inverse Heat Conduction Problems", Numerical Heat Transfer, Part B, Vol. 28, pp. 293-306.
62. Reisdorph, K, 1999, "Sams Teach Yourself Borland C++ 4 in 24 Hours", Sams Publishing, Indiana, USA.
63. Sassi, M. & Raynaud, M., 1994, " Étude de Faisabilité de la Détermination des Températures et Flux Surfacciques Transitoires d'une Enveloppe Sphérique a Partir de Mesures de Températures Internes", Rapport Final, Institut National des Sciences Appliquees de Lyon, France.
64. Schildt, H., 1996, "C Completo e Total – 3ª Edição Revisada e Atualizada", Makron Books, São Paulo.
65. Scott, E. P. & Beck, J. V., 1989, "Analysis of Order of the Sequential Regularization Solutions of Inverse Heat Conduction Problems", Journal of Heat Transfer, Vol. 111, May, pp. 218-224.
66. Silva Neto, A. J. & Özisik M. N., 1993, "An Inverse Heat Conduction Problem of Estimating Initial Condition", XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Brasília, Brasil.
67. Silva Neto, A. J., 1998, "Anotações", Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Instituto Politécnico, Nova Friburgo.
68. Stephenson, D. A. & Ali, A., 1992, "Tool Temperatures in Interrupted Metal Cutting", Journal of Engineering for Industry, Vol. 112, May, pp. 127-136.
69. Stephenson, D. A. Jen, T. -C., & Lavine, A. S., 1997, "Cutting Tool Temperatures in Contour Turning: Transient Analysis and Experimental Verification", Journal of Manufacturing Science and Engineering, Vol. 119, November, pp. 494-501.
70. Stephenson, D. A., 1991, "An Inverse Method for Investigation Deformation Zone Temperatures in Metal Cutting", Journal of Engineering for Industry, Vol. 113, pp. 129-136.
71. Stolz, G., 1960, "Numerical Solutions to an Inverse Problem of Heat Conduction for Simple for Simple Shapes", Journal of Heat Transfer, Vol. 82, pp. 20-26.

72. Strenkouski, J. S. & Monn, K. J., 1990, "Finite Element Prediction of Chip Geometry and Tool/Workpiece Temperature Distributions in Orthogonal Metal Cutting", *Journal Engineering for Industry*, Vol. 112, November, pp. 313-319.
73. Tay, A. A. O., 1991, "The Importance of Allowing for the Variation of Thermal Properties in Numerical Computation of Temperature Distribution in Machining", *Journal of Materials Processing Technology*, No. 28, pp. 49-58.
74. Taylor, G. I. & Quiney, H., 1934, *Proc. R. Soc. A*143, 307.
75. Taylor, G. I. & Quiney, H., 1937, *Proc. R. Soc. A*163, 157.
76. Trent, E. M., 1984, "Metal Cutting", 2nd Edition, Butterworths, London.
77. Tseng, A. A. & Zhao, F. Z., 1996, "Multidimensional Inverse Transient Heat Conduction Problems by Direct Sensitivity Coefficient Method Using a Finite-Element Scheme", *Numerical Heat Transfer, Part B*, Vol. 29, pp. 365-380.
78. Tseng, A. A., Chen, T. C. & Zhao, F. Z., 1995, "Direct Sensitivity Coefficient Method for Solving Two-Dimensional Inverse Heat Conduction Problems by Finite- Element Scheme", *Numerical Heat Transfer, Part B*, Vol.27, pp. 291-307.
79. Tuan, P. -C, Ji, C.-C, Fong, L.-W & Huang W.-T, 1996, "An Input Estimation Approach to On-line Two-Dimensional Inverse Heat Conduction Problems", *Numerical Heat Transfer, Part B*, Vol. 29, pp. 345-363.
80. Yang, C. & Chen C. K., 1997, "Inverse Estimation of the Boundary Condition in Three-dimensional Heat Conduction", *Journal Phys. D: Appl. Phys.*, Vol. 30, pp. 2209-2216.
81. Yen, D. W. & Wright, P. K., 1986, "A Remote Temperature Sensing Technique for Estimating the Cutting Interface Temperature Distribution", *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 108, pp. 252-263.
82. Young, H. T. & Chou, T. L., 1994, "Modeling of Tool/Chip Interface Temperature Distribution in Metal Cutting", *International Journal Mech. Sci.*, Vol. 36, No. 10, pp. 931-943.

Anexo I

Método de Volumes Finitos – Malha Irregular – Formulação Implícita

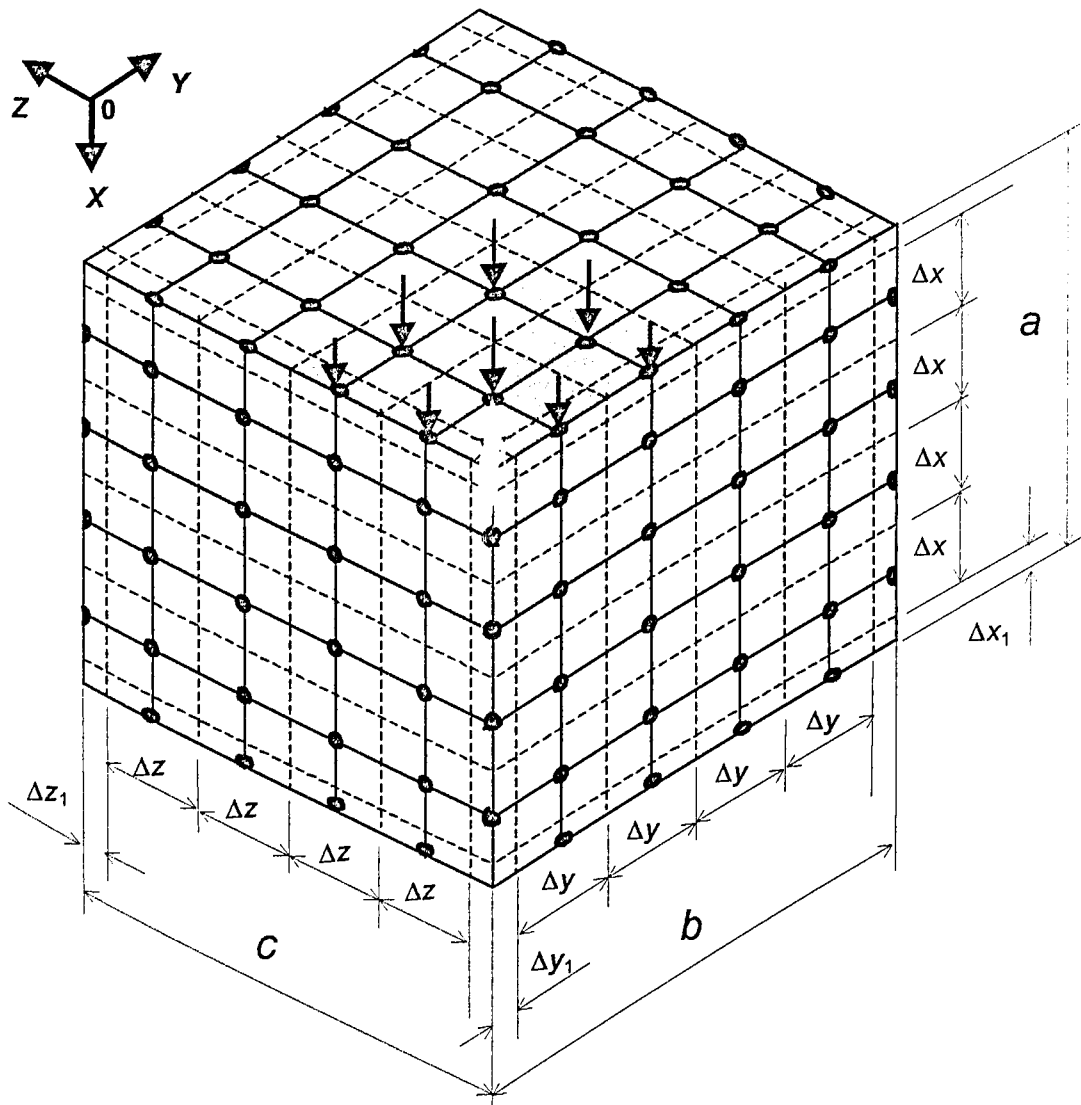


Figura A1.1 – Malha numérica tridimensional.

Para os planos X, Y e Z, os índices correspondentes à identificação dos volumes de controles são respectivamente i, j, k . A variação destes índice é dada pelo intervalo discreto $[1, \dots, nvx; 1, \dots, nvy, 1, \dots, nvz]$, onde nvx, nvy, nvz são respectivamente o número de volumes

de controle nas direções X , Y e Z , conforme verificado na Fig. A1.1. A origem do índices é estabelecida em $X = Y = Z = 0$.

A equação governante para um problema de condução de calor tridimensional em regime transiente é dada por

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (\text{A1.1})$$

Para um volume interno aplicando-se o método de volumes finitos obtém-se a seguinte formulação

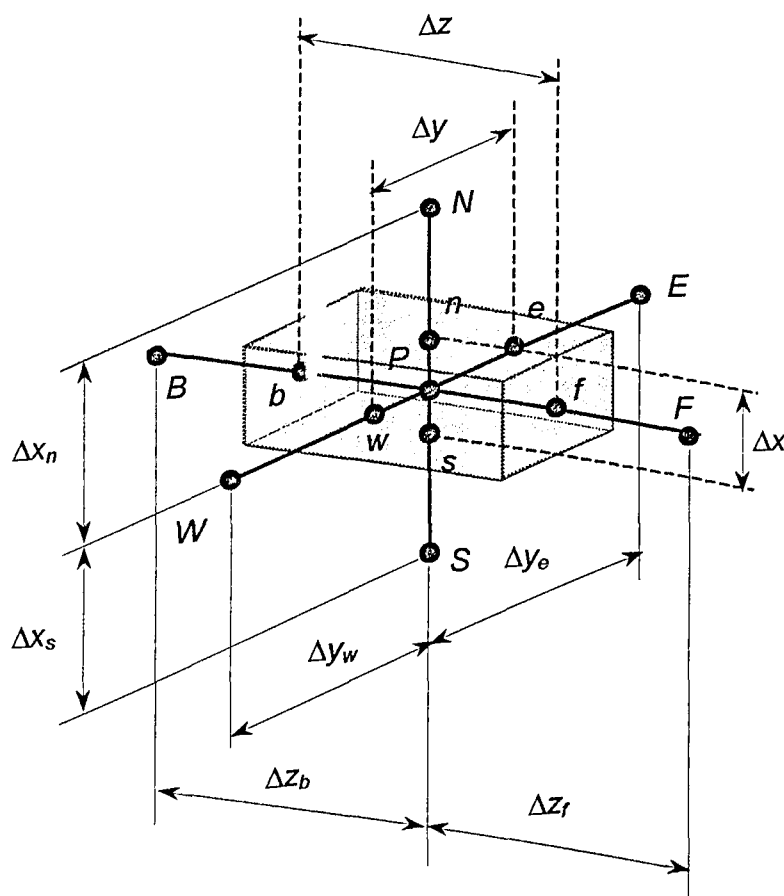


Figura A1.2 – Volume de controle interno.

Aplicando-se as integrais de domínio na Eq. (A1.1)

$$\begin{aligned} \rho c \int_w^e \int_n^s \int_b^f \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx dy dz &= \int_w^e \int_n^s \int_b^f \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dt dx dy dz + \\ &\int_w^e \int_n^s \int_b^f \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) dt dx dy dz + \int_w^e \int_n^s \int_b^f \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) dt dx dy dz \end{aligned} \quad (A1.2)$$

onde

$$\rho c \int_w^e \int_n^s \int_b^f \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx dy dz = \rho c \Delta x \Delta y \Delta z (T_P - T_P^0) \quad (A1.3)$$

e

$$\begin{aligned} &\int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{k \Delta x \Delta z}{\delta y_e} (T_E - T_P) - \frac{k \Delta x \Delta z}{\delta y_w} (T_P - T_W) \right] dt \\ &\int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{k \Delta y \Delta z}{\delta x_s} (T_S - T_P) - \frac{k \Delta y \Delta z}{\delta x_n} (T_P - T_N) \right] dt \\ &\int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{k \Delta x \Delta y}{\delta z_b} (T_B - T_P) - \frac{k \Delta x \Delta y}{\delta z_f} (T_P - T_F) \right] dt \end{aligned} \quad (A1.4)$$

Logo, reescrevendo-se a Eq. (A1.1) com as Eqs. (A1.3) e (A1.4) obtém-se

$$\begin{aligned} \rho c \Delta x \Delta y \Delta z (T_P - T_P^0) &= \left[\frac{k \Delta x \Delta z}{\delta y_e} (T_E - T_P) - \frac{k \Delta x \Delta z}{\delta y_w} (T_P - T_W) + \right. \\ &\left. \frac{k \Delta y \Delta z}{\delta x_s} (T_S - T_P) - \frac{k \Delta y \Delta z}{\delta x_n} (T_P - T_N) + \frac{k \Delta x \Delta y}{\delta z_b} (T_B - T_P) - \frac{k \Delta x \Delta y}{\delta z_f} (T_P - T_F) \right] \end{aligned} \quad (A1.5)$$

$$\begin{aligned} a_P^0 &= \frac{\rho c \Delta x \Delta y \Delta z}{\Delta t} \\ a_E &= \frac{k \Delta x \Delta z}{\delta y_e} ; \quad a_S = \frac{k \Delta y \Delta z}{\delta x_s} ; \quad a_B = \frac{k \Delta x \Delta y}{\delta z_b} \\ a_W &= \frac{k \Delta x \Delta z}{\delta y_w} ; \quad a_N = \frac{k \Delta y \Delta z}{\delta x_n} ; \quad a_F = \frac{k \Delta x \Delta y}{\delta z_f} \end{aligned}$$

reescrevendo-se a Eq. (A1.5)

$$a_P^0 (T_P - T_P^0) = a_E (T_E - T_P) - a_W (T_P - T_W) + a_S (T_S - T_P) - a_N (T_P - T_N) + a_B (T_B - T_P) - a_F (T_P - T_F)$$

ou melhor

$$(a_p^0 + a_E + a_W + a_S + a_N + a_B + a_F)T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_S T_S + a_N T_N + a_B T_B + a_F T_F + a_p^0 T_P^0 \quad (\text{A1.6})$$

onde podemos fazer ainda

$$a_p = a_p^0 + a_E + a_W + a_S + a_N + a_B + a_F \quad (\text{A1.7})$$

Portanto,

$$a_p T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_S T_S + a_N T_N + a_B T_B + a_F T_F + a_p^0 T_P^0 \quad (\text{A1.8})$$

cuja solução pode ser obtida através do algoritmo TDMA (*TriDiagonal Matrix Algorithm*), para cada plano ao longo de Z e linha por linha ao longo de X. Este procedimento resulta expressão unidimensional do tipo

$$a_j \phi_j = b_j \phi_{j+1} + c_j \phi_{j-1} + d_j \quad (\text{A1.9})$$

onde

$$d_j = a_N \phi_N^* + a_S \phi_S^* + a_B \phi_B^* + a_F \phi_F^* + a_p^0 T_P^0 \quad (\text{A1.10})$$

sendo que ϕ^* representa os valores de temperatura atribuídos arbitrariamente para os pontos N, S, B, F nos volumes de controle internos.

Nas fronteiras, os pontos N, S, B, F são obtidos por diferenças finitas. Por exemplo, para uma região de interface de planos e sujeita à convecção ($X = 0$ e $Z = 0$ e ao longo do eixo Y, Fig. A1.3) a formulação por diferenças finitas é dada por

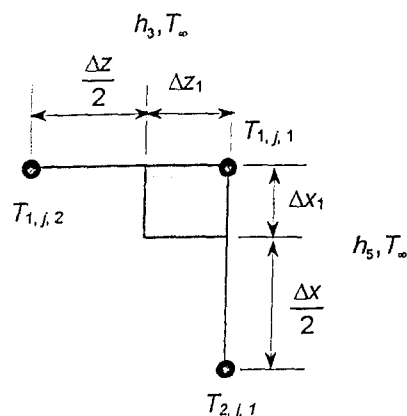


Figura A1.3 – Volume de controle na fronteira sujeito a convecção nas duas faces externas.

$$h_3(T_\infty - T_{1,j,1}) - \frac{k(T_{1,j,1} - T_{2,j,1})}{\Delta x_1 + \frac{\Delta x}{2}} + h_5(T_\infty - T_{1,j,1}) - \frac{k(T_{1,j,1} - T_{1,j,2})}{\Delta z_1 + \frac{\Delta z}{2}} = 0 \quad (\text{A1.11})$$

ou melhor

$$T_{1,j,1} = \frac{(h_3 + h_5)T_\infty + \frac{kT_{2,j,1}}{\Delta x_1 + \frac{\Delta x}{2}} + \frac{kT_{1,j,2}}{\Delta z_1 + \frac{\Delta z}{2}}}{(h_3 + h_5)T_\infty + \frac{k}{\Delta x_1 + \frac{\Delta x}{2}} + \frac{k}{\Delta z_1 + \frac{\Delta z}{2}}} \quad (\text{A1.12})$$

Para as outras interfaces a mesma formulação é aplicável realizando-se as devidas alterações. Nas regiões superficiais internas, isto é fora das interfaces dos planos, a formulação por diferenças finitas é dada por

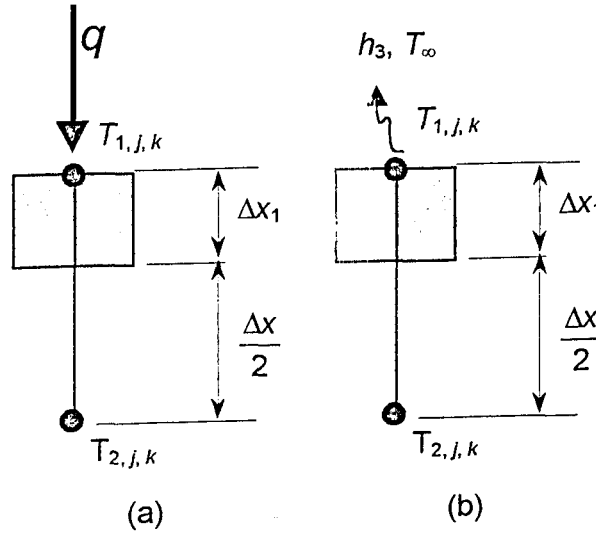


Figura A1.4 – Condição de contorno no volume de controle na fronteira: (a) fluxo de calor (b) convecção.

$$T_{1,j,k} = \frac{kq}{\Delta x_1 + \frac{\Delta x}{2}} + T_{2,j,k} \quad (\text{A1.13})$$

para a região sujeita à fluxo de calor e por

$$T_{1,j,k} = \frac{h_3 T_\infty + \frac{kT_{2,j,k}}{\Delta x_1 + \frac{\Delta x}{2}}}{h_3 + \frac{k}{\Delta x_1 + \frac{\Delta x}{2}}} \quad (\text{A1.14})$$

para a região sujeita à convecção. Para os demais planos, procedimento similar deverá ser empregado.

Nas regiões de fronteira os volumes de controle têm a metade da dimensão dos volumes de controle internos, isto é,

$$\Delta x_1 = \frac{\Delta x}{2} \quad (\text{A1.15})$$

$$\Delta y_1 = \frac{\Delta y}{2} \quad (\text{A1.16})$$

$$\Delta z_1 = \frac{\Delta z}{2} \quad (\text{A1.17})$$

Anexo II

Integração Numérica Tridimensional – Método de Simpson

Seja uma função discreta $f(x, y, z)$ com intervalos igualmente espaçados, cuja integração pode ser escrita por

$$\int_{z_1}^{z_n} \int_{y_1}^{y_n} \int_{x_1}^{x_n} f(x, y, z) dx dy dz \quad (A2.1)$$

e representada graficamente por

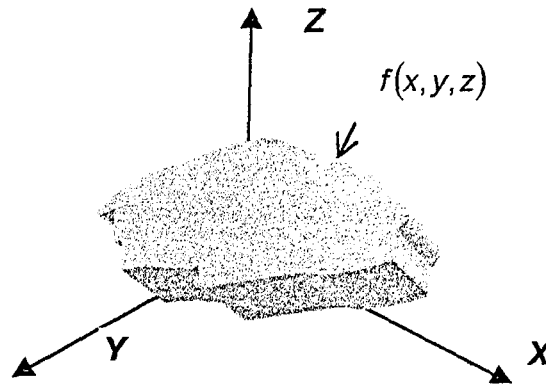


Figura A2.1 – Representação gráfica da função $f(x, y, z)$.

A integração numérica desta função $f(x, y, z)$ pode ser obtida aplicando-se a Regra de Simpson nas três direções axiais (x, y, z) . Nesse sentido, a função discreta é integrada numa direção axial transformando o volume numa área resultante, isto é

$$IX_{j,k} = \frac{dx}{3} \cdot (f_{1,j,k} + f_{Nx,j,k} + 4f_{2,j,k} + 4f_{4,j,k} + \dots + 4f_{Nx-1,j,k} + 2f_{3,j,k} + 2f_{5,j,k} + \dots + 2f_{Nx-2,j,k}) \quad (A2.2)$$

onde dx e N_x são, respectivamente, o tamanho do intervalo e o número total de pontos discretos da função $f(x, y, z)$ na direção x , e $IX_{j,k}$ representa pontos discretos da área resultante da integração de $f(x, y, z)$.

Aplicando-se novamente a Regra de Simpson sobre a função $IX_{j,k}$ em relação a direção y obtém-se a curva representada por

$$IY_k = \frac{dx \cdot dy}{9} \cdot (IX_{1,k} + IX_{Ny,k} + 4IX_{2,k} + 4IX_{4,k} + \dots + 4IX_{Ny,k} + 2IX_{3,k} + 2IX_{5,k} + \dots + 2IX_{Ny-2,k}) \quad (A2.3)$$

onde dy é o tamanho do intervalo, N_y é o número total de pontos discretos da função $f(x, y, z)$ e IY_k representa pontos discretos da curva resultante da integração na direção y .

E finalmente, integrando-se esta curva em relação direção z obtém-se o valor da integração tripla da função $f(x, y, z)$, ou seja

$$IZ = \frac{dx \cdot dy \cdot dz}{27} \cdot (IY_1 + IY_{Nz} + 4IY_2 + 4IY_4 + \dots + 4IY_{Nz-1} + 2IY_3 + 2IY_5 + \dots + 2IY_{Nz-2}) \quad (A2.4)$$

onde dz é o tamanho do intervalo, N_z é o número total de pontos discretos da função $f(x, y, z)$ na direção z e IZ representa o valor da integração tripla da função $f(x, y, z)$.

Neste trabalho, as funções que necessitam ser integradas possuem duas dimensões espaciais e a dimensão temporal, isto é $g(y, z, t)$. Os números de pontos nas dimensões espaciais estão condicionados ao número de sensores de temperaturas e, portanto possuem limitação física da dimensão da amostra. A dimensão temporal permite um maior número de pontos de discretos, pois está relacionada ao tempo final de experimento e ao intervalo de medição. Assim, para a aplicação da regra de Simpson são necessários no mínimo três pontos discretos em cada dimensão. Logo, a função $g(y, z, t)$ é integrada primeiramente no tempo, aplicando-se a Eq. (A2.2), isto é,

$$IT_{j,k} = \frac{dt}{3} \cdot (g_{j,k,1} + g_{j,k,t_r} + 4g_{j,k,2} + 4g_{j,k,4} + \dots + 4g_{j,k,t_r-1} + 2g_{j,k,3} + 2g_{j,k,5} + \dots + 2g_{j,k,t_r-2}) \quad (A2.5)$$

e a seguir nas direções espaciais y e z , aplicando-se respectivamente as Eq. (A2.3) e (A2.4) obtém-se

$$IY_k = \frac{dy \cdot dt}{9} \cdot (IT_{1,k} + 4IT_{2,k} + 2IT_{3,k}) \quad (\text{A2.6})$$

$$IZ = \frac{dy \cdot dz \cdot dt}{27} \cdot (IY_1 + 4IY_2 + IY_3) \quad (\text{A2.7})$$

ANEXO III

Gra3d 1.0 – Software de Solução de Problemas Inversos em Condução de Calor Tridimensional

A3.1 – Introdução

O programa de uso acadêmico, GRA3D 1.0, permite o estudo da transferência de calor tridimensional em sólidos paralelepípedos usando técnicas de problemas inversos em condução de calor. A elaboração deste programa visa facilitar a utilização do modelo inverso tridimensional desenvolvido neste trabalho para demais usuários do LTCM/UFU e para usuários da comunidade científica em geral. Nesse sentido, a interface do programa com o usuário, que originalmente foi desenvolvida através do sistema operacional DOS C++ (Schildt, 1996), é apresentada agora por uma interface gráfica construída sobre a plataforma do C++ Builder™ (Reisdorph, 1999). A versão gráfica do programa GRAD3D 1.0 foi desenvolvida no LTCM/UFU pelos alunos de graduação em Engenharia Mecânica Valério Luiz Borges e Solidônio Rodrigues de Carvalho como parte do projeto de iniciação científica (Projeto CNPq nº.523122/95-0).

O programa GRAD3D 1.0 apresenta uma solução para problema térmico estudado neste trabalho, isto é a obtenção da distribuição de calor e temperatura gerados na ferramenta de corte a partir do processo de usinagem por torneamento. O problema térmico é descrito e modelado matematicamente no Capítulo III. As equações que descrevem o fenômeno físico são tratadas numericamente através de técnicas de diferenças finitas e volumes finitos, conforme apresentado nos Anexos I e II. O código computacional com a modelagem numérica é desenvolvido em linguagem de programação C++.

O programa pode ser utilizado para duas aplicações. A primeira é a solução de um problema térmico simulado e a segunda é a solução de um problema térmico experimental. Na primeira aplicação, problema térmico simulado, o usuário impõe uma fonte de fluxo de calor na face superior da amostra e através da solução direta do problema térmico obtém-se as leituras da temperatura experimental simulada na face oposta. A partir destas temperaturas é empregada a técnica inversa do método do gradiente conjugado e da equação adjunta para recuperar a fonte de calor imposta à amostra. A finalidade desta simulação é permitir ao

usuário uma forma de analisar a sensibilidade do programa sob condições controladas, pois o objetivo da técnica inversa é a obtenção de uma grandeza desconhecida a partir de medições indiretas. Assim, dependendo da combinação dos parâmetros de entrada tais como dimensões da amostra, tempo de aquecimento e propriedade do material os resultados obtidos podem ser ou não satisfatórios, isto é, a comparação entre o fluxo de calor imposto e o fluxo de calor estimado. Portanto, a simulação de um problema térmico com condições similares ao problema térmico experimental e a obtenção de resultados satisfatórios possibilita ao usuário uma segurança sobre os resultados estimados quando estiver aplicando o programa a um caso experimental. A segunda aplicação do programa é a solução de um problema térmico experimental, neste caso o usuário deverá fornecer ao programa um arquivo com as temperaturas experimentais medidas na face inferior da amostra além dos demais parâmetros de entrada. Neste caso, o programa fornecerá a distribuição de fluxo de calor e de temperatura na face superior da amostra.

A utilização do programa não se limita ao problema de usinagem descrito anteriormente. A aplicação do modelo também está sendo estudada em problemas de soldagem onde se deseja obter o rendimento térmico do processo. O programa ainda pode ser aplicado em qualquer outro campo da engenharia onde se tenha um corpo paralelepípedo sujeito a uma fonte de fluxo de calor desconhecida e seja possível efetuar leituras de temperatura na face oposta a este fluxo.

A3.2 – Funcionamento do Programa

A3.2.1 – Configuração Mínima

O programa GRAD3D 1.0 foi desenvolvido através do C++ Builder™ 4 para o sistema operacional Microsoft Windows™. Como configuração mínima para o processador recomenda-se um PC Pentium™ de 233MHz e 32Mb de memória RAM. Com esta configuração o programa é executado em aproximadamente 4 horas quando os parâmetros de entrada forem mais severos, isto é, um grande número de medições no tempo e a utilização de uma malha numérica mais refinada. Sob estas mesmas condições usando-se um PC Pentium™ III de 550MHz e 64Mb de memória RAM a performance do software melhora reduzindo-se o tempo computacional para cerca de 20 a 30 minutos. Na Fig. A3.1 apresenta-se a janela que fornece ao usuário algumas informações sobre o programa. Nessa janela, podem ser verificadas informações sobre a configuração mínima, os autores e o endereço eletrônico para

correspondência e futuras atualizações. Esta janela é aberta através do tópico de ajuda que existe na janela de apresentação do programa que será mostrada a seguir.

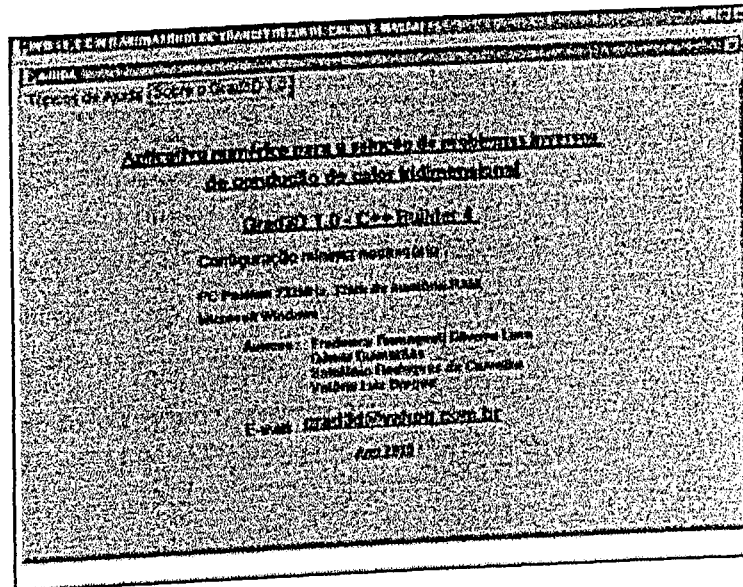


Figura A3.1 – Janela de informações gerais sobre o programa GRAD3D 1.0.

A3.2.2 – Opções de Uso

Quando o programa for executado, será apresentada ao usuário a janela de apresentação (Fig. A3.2). Nesta janela, o usuário terá três opções de escolha, “Problema Simulado”, “Problema Experimental”, e “Sair”.

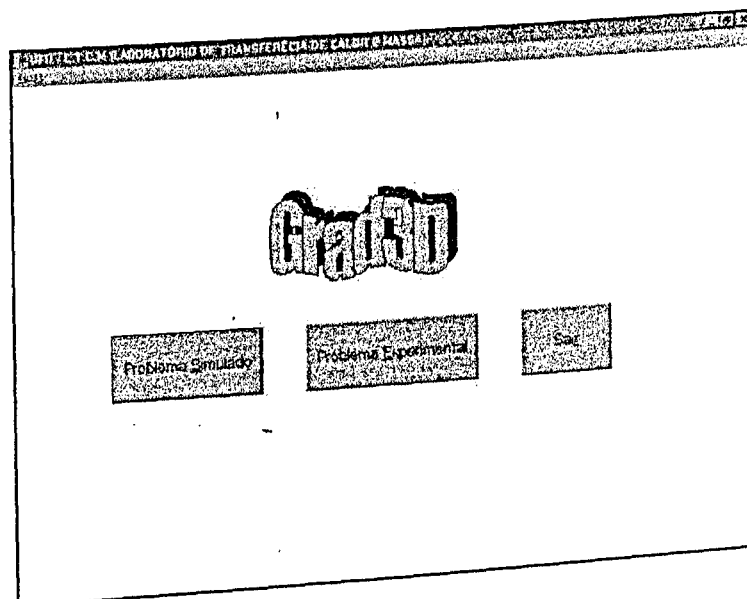


Figura A3.2 – Janela de apresentação do programa GRAD3D 1.0.

Se o usuário optar pelo “Problema Simulado” ou pelo “Problema Experimental” será acionada a janela “Entrada de Parâmetros”. Caso a escolha seja “Sair” o programa será encerrado.

A3.2.3 – Entrada de Parâmetros

Na janela entrada de parâmetros o usuário encontra várias pastas. Cada pasta corresponde a um parâmetro físico que o usuário deverá fornecer para a execução do problema simulado ou experimental. É recomendável que o usuário passe por todas as pastas para verificar se parâmetros estão atualizados com o problema que está sendo resolvido. Realizada esta etapa, o usuário deverá clicar na opção “Confirmar” para iniciar o processo de cálculo. Após a primeira utilização do programa os parâmetros de entrada são armazenados no arquivo de dados “parâmetros.dat” que é gravado junto ao programa GRAD3D. Assim, é possível atualizar os parâmetros via arquivo de dados. Esta opção é mostrada na Fig. A3.3.

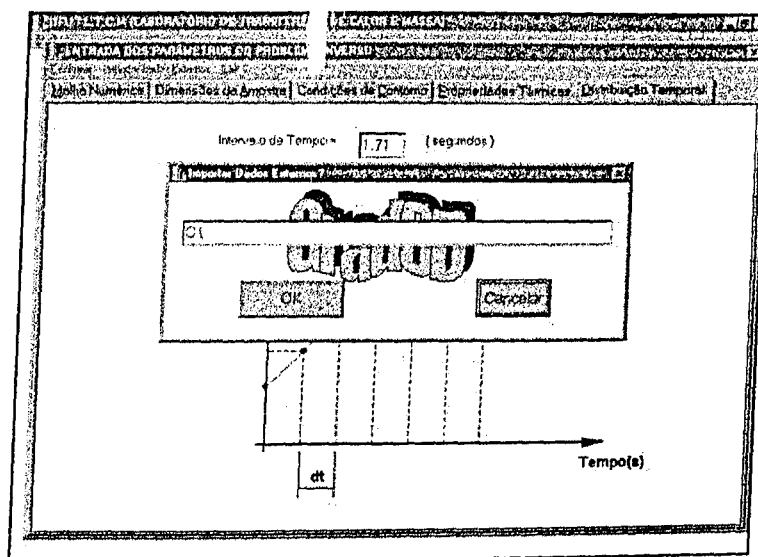


Figura A3.3 – Janela de entrada de parâmetros. Opção de importar dados externos.

É importante lembrar, que para a solução do problema experimental, o usuário deve fornecer ao programa o arquivo referente às temperaturas experimentais além de todos os parâmetros físicos atualizados. Este arquivo deverá ser nomeado “temp.dat” e terá de ser gravado junto ao programa executável. O arquivo “temp.dat” deverá ter a seguinte configuração: cada coluna corresponde à leitura de um termopar em relação ao tempo e cada linha corresponde ao número de medições realizada no tempo.

A3.2.3.1 – Pasta “Volume de Controle”

Na pasta “Volume de controle” define-se o número de volumes de controle que irão formar a malha numérica (Fig. A3.4).

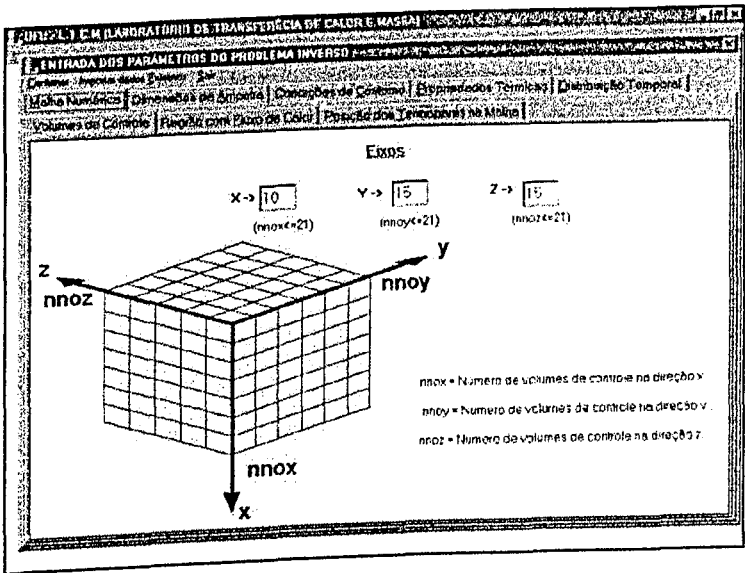


Figura A3.4 – Pasta “Volume de Controle”.

A3.2.3.2 – Pasta “Região com Fluxo de Calor”

Na pasta “Região com fluxo de calor” o usuário deverá informar os volumes de controle que determinam a região submetida ao fluxo de calor conforme mostrado na Fig. A3.5.

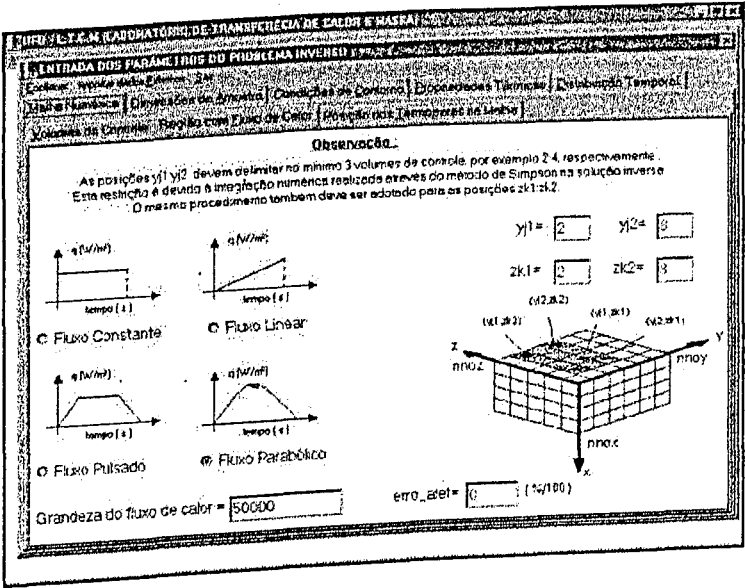


Figura A3.5 – Pasta “Região com fluxo de calor”.

A3.2.3.3 – Pasta Posição dos Termopares na Malha

Na pasta “Posição dos termopares na malha” o usuário deverá informar o número de termopares e as coordenadas em função dos volumes de controle (Fig. A3.6).

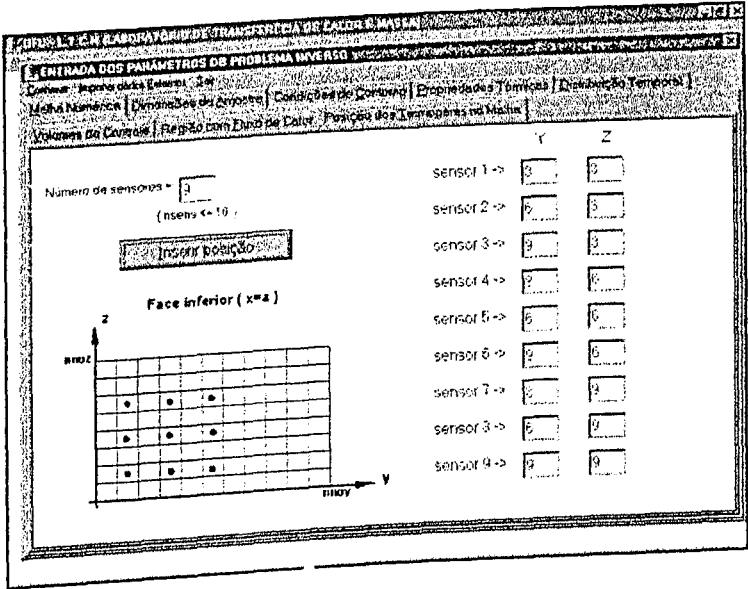


Figura A3.6 – Pasta “Posições dos termopares na malha”.

A3.2.3.4 – Pasta “Dimensões da Amostra”

Na pasta “Dimensões da amostra” são determinadas as dimensões da amostra nas direções x , y e z , conforme mostrado na Fig. A3.7.

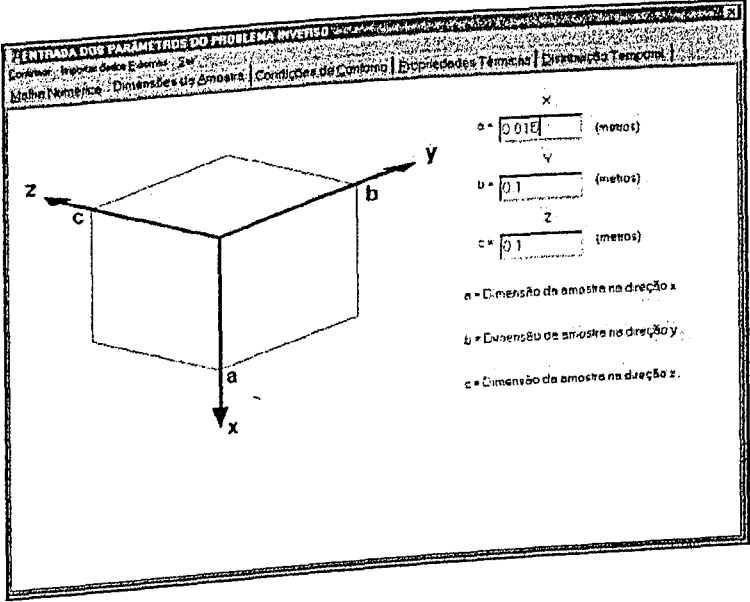


Figura A3.7 – Pasta “Dimensões da Amostra”.

A3.2.3.5 – Pasta “Condições de Contorno”

Na pasta “Condições de Contorno” o usuário deverá informar os valores de coeficiente de transferência de calor por convecção, a temperatura ambiente e a temperatura inicial da amostra, conforme mostrado na Fig. A3.8.

Figura A3.8 – Pasta “Condições de contorno”.

A3.2.3.6 – Pasta “Propriedades Térmicas”

Na pasta “Posição dos termopares na malha” o usuário deverá informar o número de termopares e as coordenadas em função dos volumes de controle (Fig. A3.9).

Figura A3.9 – Pasta “Propriedades térmicas”.

A3.2.3.7 – Pasta “Distribuição Temporal”

Na pasta “Distribuição temporal” determina-se intervalo de tempo entre medições e o número total de medições (Fig. A3.10).

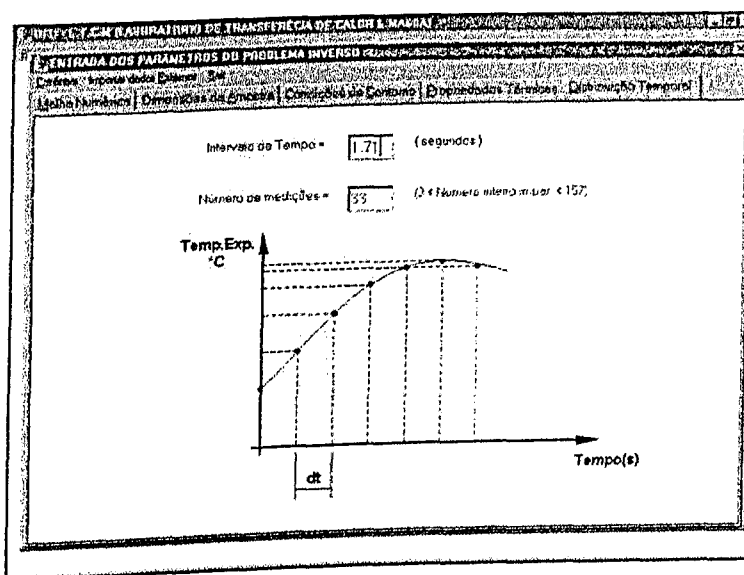


Figura A3.10 – Pasta “Distribuição temporal”.

A3.2.3.8 – Sub-janela “Verificando Número de Fourier”

A sub-janela “Verificando o número de Fourier” é acionada quando o número de Fourier calculado em função dos parâmetros definidos pelos usuários é menor que três. Esse alerta é disparado considerando o estudo realizado no Capítulo IV, seção 4.2. Neste estudo, se recomenda que os parâmetros de entrada sejam escolhidos tal que o número de Fourier seja maior ou igual a três para que os resultados estimados sejam mais precisos. Essa restrição tem como objetivo assegurar que a amostra atingiu o tempo de difusão de calor necessário para que o sinal de temperatura medido na face inferior contenha informação suficiente sobre o fluxo de calor existente na face superior. Caso o número de Fourier calculado seja menor que três, o usuário pode optar em continuar o processo ou pode corrigir alguns dos parâmetros que definem o número de Fourier (Fig. A3.11), isto é, espessura da amostra na direção x , a , difusividade térmica da amostra, α , e o tempo de aquecimento, t_r , que é definido em função do número de medições, t_{fin} , e do intervalo de tempo, dt . Porém, como o material e as dimensões da amostra em alguns casos não podem ser alterados, cabe ao usuário escolher se usa um número maior de medições ou se aumenta o intervalo de tempo entre elas. É importante lembrar que se o usuário estiver executando um caso experimental e optar por

campo de temperatura simulada pode ser visualizado sob a forma de tabela ou ainda sob a forma gráfica, conforme mostrado na Fig. A3.13.

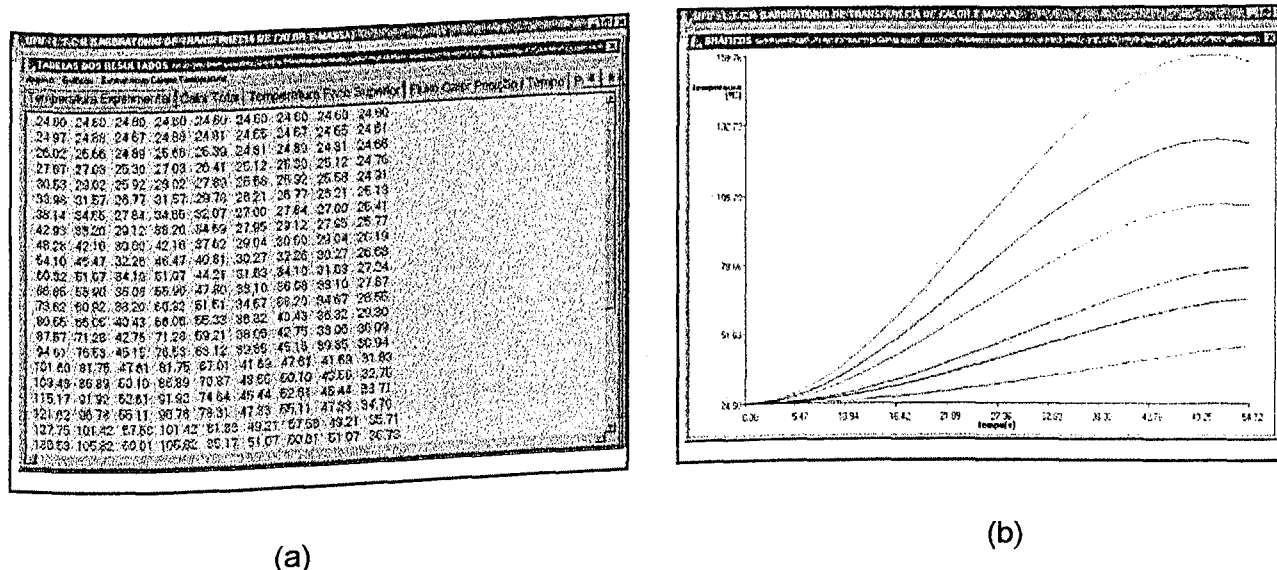


Figura A3.13 – Temperatura simulada: (a) arquivo de dados (b) saída gráfica.

Se a temperatura simulada não for satisfatória, o usuário poderá retornar ao ambiente de entrada de parâmetros alterando a grandeza e a forma do fluxo de calor ou ainda, qualquer outro dado de entrada. Caso a temperatura seja satisfatória o usuário deverá escolher a opção "Executar problema simulado". E para o problema experimental a opção seria "Executar problema experimental".

A3.2.5 – Executando Cálculos

Quando o processo de cálculo se inicia, uma sub-janela para o acompanhamento do processo iterativo é ativada. Nessa janela o usuário recebe a informação de quantas iterações já foram executadas e qual o tempo estimado para a conclusão dos cálculos. O programa realiza no mínimo cinco iterações e no máximo vinte iterações. Assim, quando o indicador estiver marcando 10% significa que já foram realizadas duas iterações. O tempo estimado é calculado em função do tempo gasto na iteração anterior e do número de iterações que podem ser realizadas, isto é igual a vinte. O funcionamento desta janela é similar para a solução do problema simulado ou para a solução do problema experimental. Apresenta-se na Fig. A3.14 a sub-janela para o acompanhamento do processo iterativo.

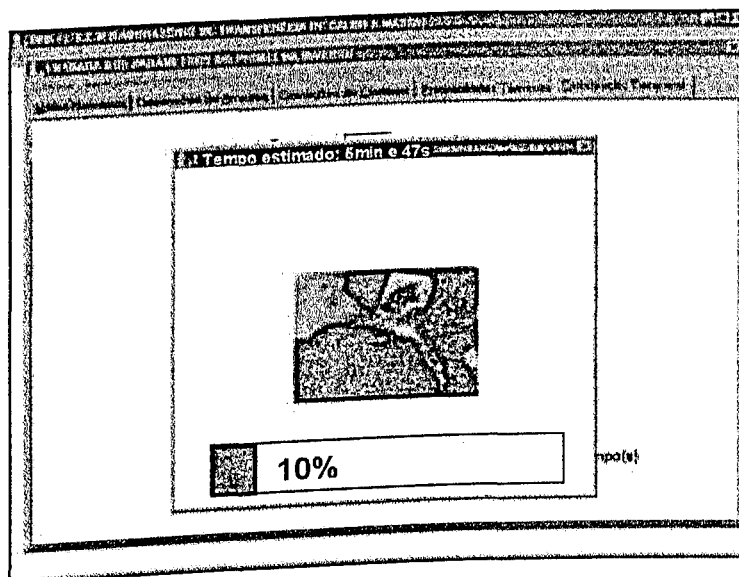


Figura A3.14 – Sub-janela “Executando”.

A3.2.6 – Resultados

Após o término do processo iterativo o programa fornece os resultados estimados sob a forma de arquivo de dados e sob a forma de gráficos. As opções de resultados são: Fluxo de calor em cada posição/tempo, o calor total gerado na região/tempo, a temperatura na face superior/ tempo, além ainda da temperatura experimental. Os arquivos de dados podem ser gravados no local escolhido pelo usuário para posterior análise. Os nomes dos arquivos também podem e devem ser alterados pelo usuário para uma melhor documentação do experimento ou da simulação. Um resumo com todos os parâmetros de entrada é gerado e armazenado no arquivo “parâmetros de entrada”.

Os gráficos gerados através do programa GRAD3D 1.0 visam apenas possibilitar uma visão imediata dos resultados obtidos e, portanto não são construídos com sofisticados recursos computacionais. Para a apresentação gráfica dos resultados estimados sugere-se que o usuário utilize pacotes computacionais destinados a este fim.

Na Figura A3.15 apresenta-se os resultados estimados para o calor total gerado na região com fluxo de calor. Em seguida, na Fig. A3.16, mostra-se a temperatura estimada na face superior da ferramenta. Nesse caso, o gráfico é construído usando-se a informação de todos os volumes de controle que se situam ao longo de um plano fixado na direção z em $x = 0$. Apresenta-se ainda na Fig. A3.17 o arquivo com o resumo dos parâmetros de entrada.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO - INSTITUTO DE FÍSICA

LABORATÓRIO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA

PROVA DE FÍSICA - 2014

PROFESSOR: DR. CARLOS ALBERTO DE MENDONÇA

ALUNO: [Nome do Aluno]

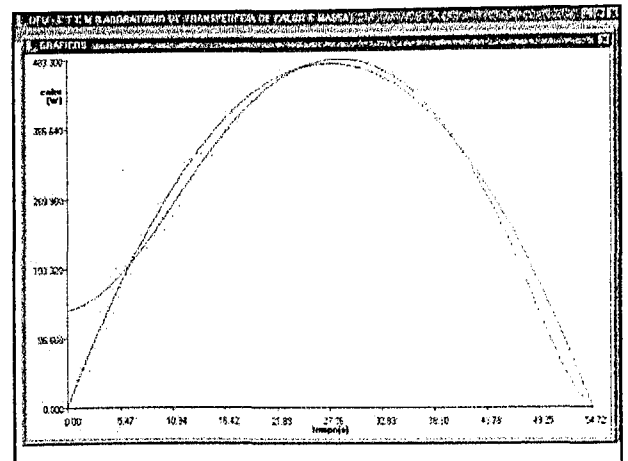
DATA: [Data]

1. TABELA DOS RESULTADOS

Tempo (s) | Temperatura (°C) | Fluxo (W/m²) | Coeficiente (W/m²K)

0.00	19.30	155.66	
1.71	67.81	143.42	
3.42	111.83	157.34	
5.13	152.24	178.31	
6.84	208.86	205.61	
8.55	261.78	236.12	
10.26	290.92	268.92	
11.97	305.36	302.17	
13.68	308.05	334.60	
15.39	308.08	365.09	
17.10	310.27	392.90	
18.81	330.78	417.78	
20.52	447.57	450.64	
22.23	450.62	456.36	
23.94	468.94	469.07	
25.65	476.64	478.48	
27.36	477.40	483.07	
29.07	476.64	482.30	
30.78	469.94	479.15	
32.49	460.62	478.06	
34.20	447.57	457.47	
35.91	430.73	439.71	

(a)



(b)

Figura A3.15 – Taxa transferência de calor estimada: (a) arquivo de dados (b) gráfico.

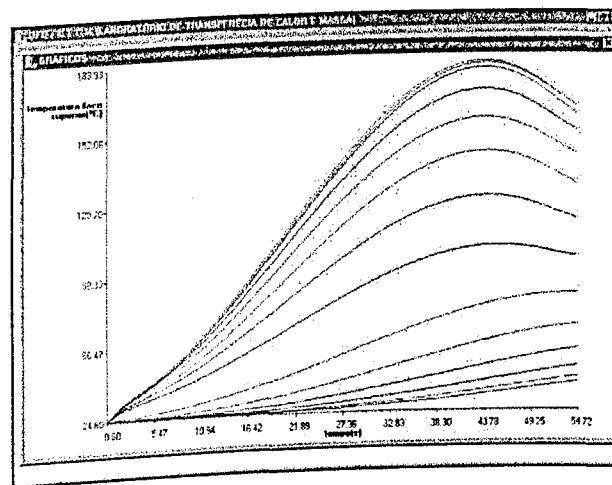


Figura A3.16 – Temperatura estimada na face superior da amostra.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO - INSTITUTO DE FÍSICA

LABORATÓRIO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA

PROVA DE FÍSICA - 2014

PROFESSOR: DR. CARLOS ALBERTO DE MENDONÇA

ALUNO: [Nome do Aluno]

DATA: [Data]

4. RESUMO DOS PARÂMETROS DE ENTRADA

ESTE ARQUIVO EXIBE O RESUMO DE TODOS OS PARÂMETROS DE ENTRADA USADOS NO PROGRAMA PARA A SOLUÇÃO DO PROBLEMA INVERSO TRIDIMENSIONAL.

Parâmetros de Entrada:

- Número de volumes de controle em cada direção:
 - $n_{x1} = 10$
 - $n_{y1} = 10$
 - $n_{z1} = 10$
- Número de pontos e coordenadas da região sujeita a fluxo:
 - Número de pontos: 8
 - Coordenadas da região: $x_1 = 2, y_1 = 3, z_1 = 2, x_2 = 3$
- Coordenadas dos pontos:
 - $p_1 = 3, p_2 = 6, p_3 = 9, p_4 = 3, p_5 = 6, p_6 = 9, p_7 = 3, p_8 = 6, p_9 = 9$
- Dimensões da amostra: $a = 0.0150$ [m], $b = 0.0100$ [m], $c = 0.0100$ [m]
- Parâmetros térmicos: $\alpha = 1.7100$ [s], $h = 32$ pontos medidos
- Coefficientes de transferência de calor por convecção [W/m²K]

Figura A3.17 – Resumo dos parâmetros de entrada.

A3.4 – Cópias e Atualizações

O programa GRAD3D, cuja primeira versão é definida como 1.0, será disponibilizado para uso acadêmico através da internet em <http://www.mecanica.ufu.br>.

Demais atualizações e informações poderão ser solicitadas através do endereço eletrônico: gguima@mecanica.ufu.br.

Anexo IV

Parâmetros de Entrada – Dados Experimentais

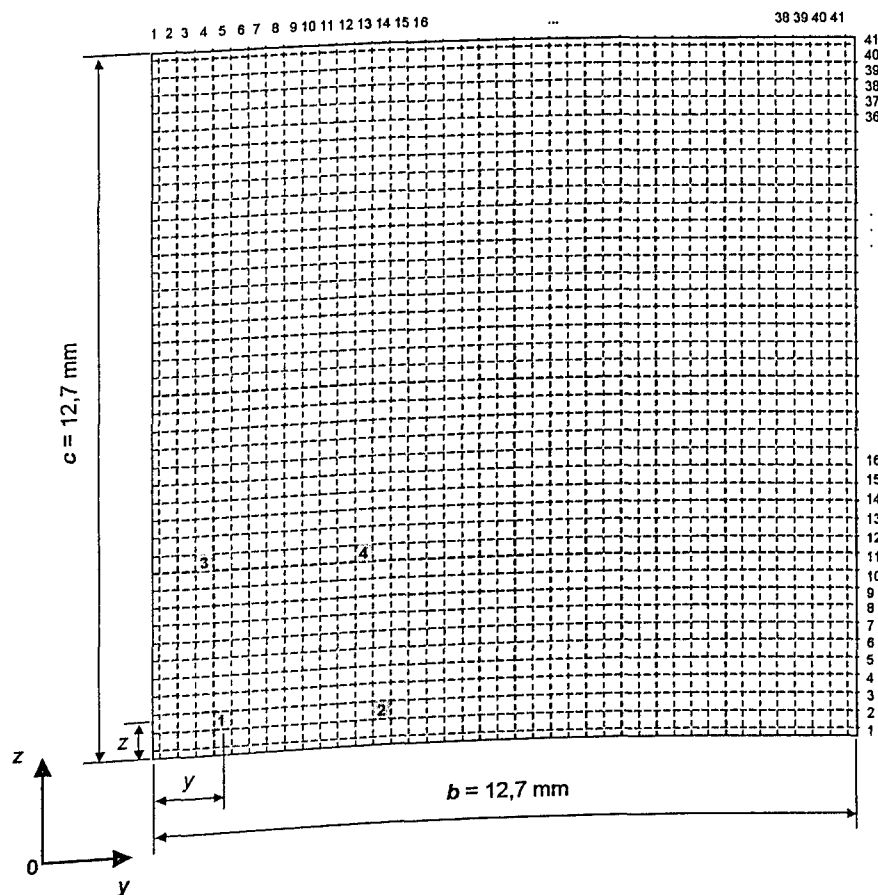


Figura A4.1 – Posicionamento dos termopares, coordenadas y e z .

Tabela A4.1 – Coordenadas dos termopares medidas experimentalmente.

Testes	Coordenadas dos termopares (y, z) em mm			
	1	2	3	4
1MA a 3MA	(1,4; 0,9)	(4,4; 0,9)	(1,1; 3,7)	(3,9; 3,7)
1MB a 1MG	(1,5; 0,7)	(4,2; 1,0)	(0,9; 3,1)	(3,0; 3,3)
1MH a 3MK	(0,8; 1,0)	(2,6; 1,0)	(0,8; 2,3)	(2,6; 2,3)
1CA a 3CF	(1,7; 0,9)	(4,8; 0,9)	(1,3; 4,6)	(4,2; 4,6)
1CG a 3CG	(0,8; 0,8)	(3,3; 0,8)	(0,8; 3,3)	(3,3; 3,3)
2CH a 3CK	(0,9; 0,9)	(3,6; 0,9)	(0,9; 3,5)	(3,6; 3,8)

Tabela A4.2 – Dados de entrada para os testes 1MA, 2MA, 3MA.

Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		100,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$2,7 \times 10^{-5}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1MA	2MA	3MA
Temperatura inicial, T_o , (°C)		25,99	28,80	28,40
Número de termopares		3	2	2
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j , z_k) *	1	(5,3)	-	-
	2	(14,3)	(14,3)	(14,3)
	3	(4,12)	(4,12)	(4,12)
	4	-	-	-

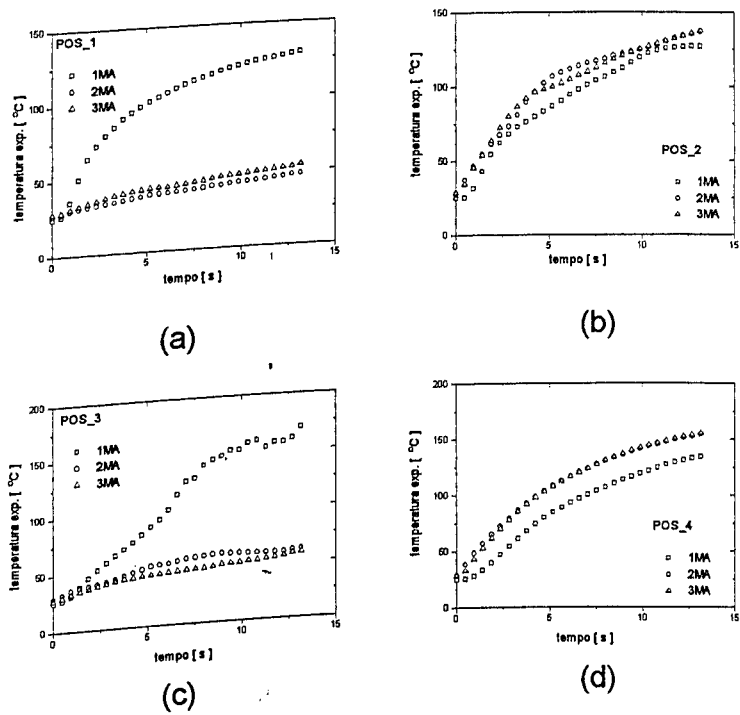


Figura A4.2 – Temperatura experimental dos testes 1MA, 2MA, 3MA medida pelos termopares:
(a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.3 – Dados de entrada para os testes 1MB, 2MB, 3MB.

Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, $nmed$		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		100,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$2,7 \times 10^{-5}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção (W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1MB	2MB	3MB
Temperatura inicial, T_o (°C)		23,40	24,30	24,80
Número de termopares		3	3	3
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	(5,3)	(5,3)	(5,3)
	2	-	-	-
	3	(4,10)	(4,10)	(4,10)
	4	(10,11)	(10,11)	(10,11)

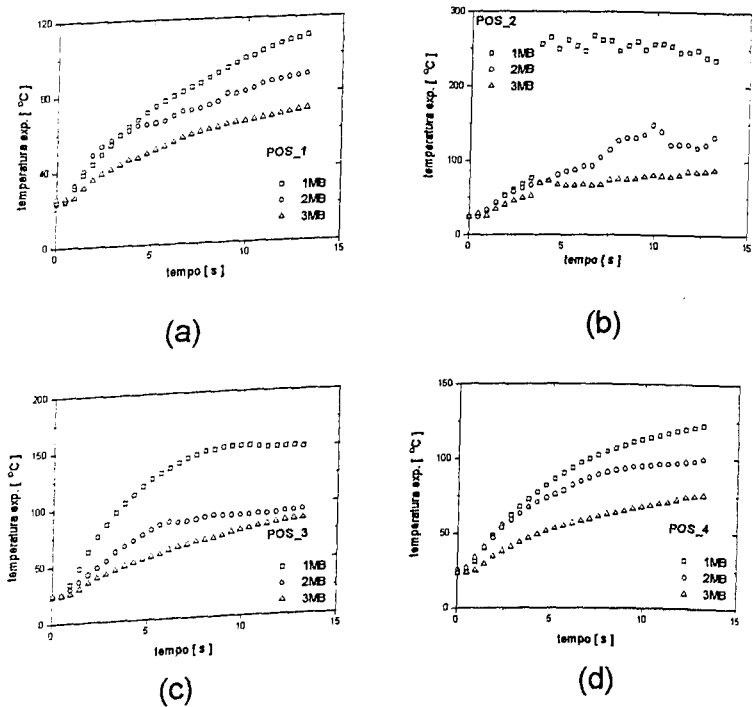


Figura A4.3 – Temperatura experimental dos testes 1MB, 2MB, 3MB medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.4 – Dados de entrada para os testes 1MC, 2MC, 3MC.

Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		100,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$2,7 \times 10^{-5}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1MC	2MC	3MC
Temperatura inicial, T_o (°C)		26,10	25,90	25,50
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	(5,3)	(5,3)	(5,3)
	2	(14,4)	(14,4)	(14,4)
	3	(4,10)	(4,10)	(4,10)
	4	(10,11)	(10,11)	(10,11)

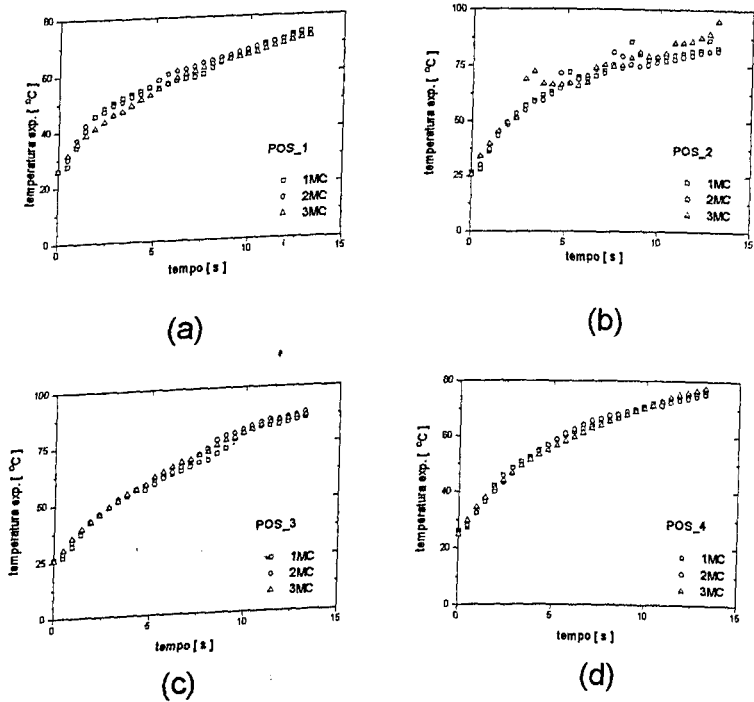


Figura A4.4 – Temperatura experimental dos testes 1MC, 2MC, 3MC medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.5 – Dados de entrada para os testes 1MD, 2MD, 3MD.

Parâmetros fixos			
Dimensões da ferramenta (m)	$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)	11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor	y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)	0,47		
Número de medições, n_{med}	29		
Temperatura ambiente, T_{∞} (°C)	25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *	100,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*	$2,7 \times 10^{-5}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção (W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0	
	$h_{2,4,6}$	5,0	
Parâmetros variáveis por teste	1MD	2MD	3MD
Temperatura inicial, T_o (°C)	22,90	27,20	25,40
Número de termopares	4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	(5,3)	(5,3)
	2	(14,4)	(14,4)
	3	(4,10)	(4,10)
	4	(10,11)	(10,11)

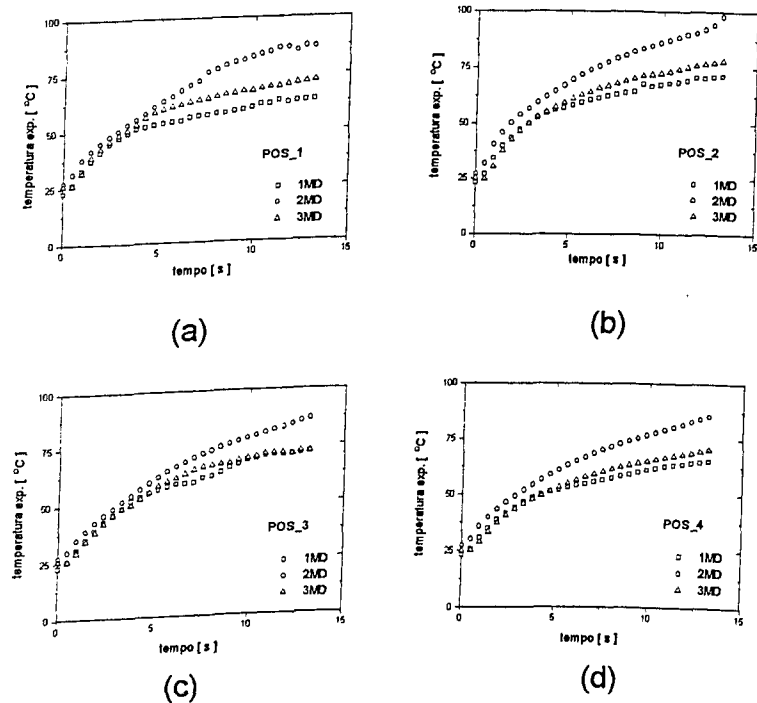


Figura A4.5 – Temperatura experimental dos testes 1MD, 2MD, 3MD medida pelos termopares:

(a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.6 – Dados de entrada para os testes 1ME, 2ME, 3ME.

Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		100,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$2,7 \times 10^{-5}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1ME	2ME	3ME
Temperatura inicial, T_o , (°C)		24,10	25,00	26,10
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	(5,3)	(5,3)	(5,3)
	2	(14,4)	(14,4)	(14,4)
	3	(4,10)	(4,10)	(4,10)
	4	(10,11)	(10,11)	(10,11)

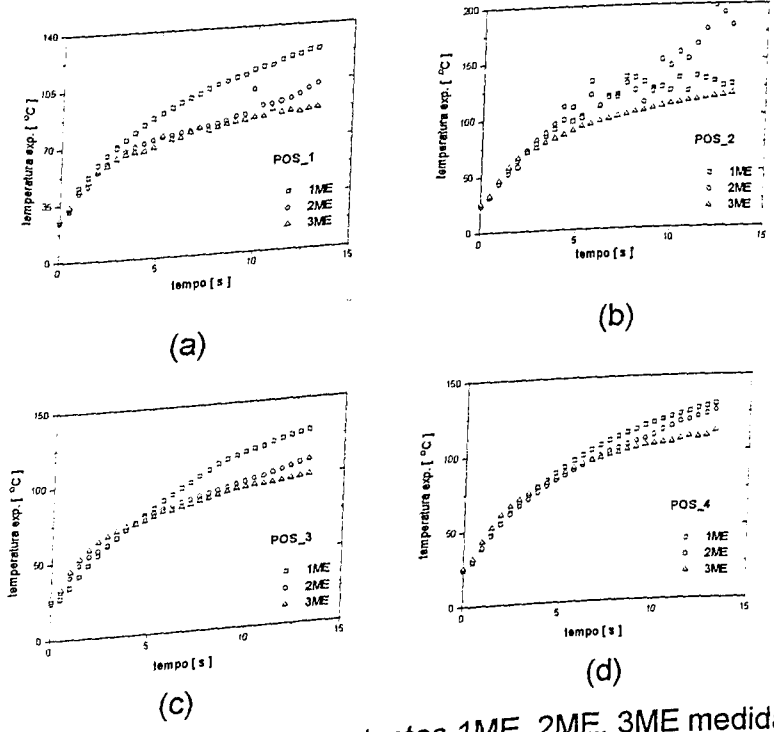


Figura A4.6 – Temperatura experimental dos testes 1ME, 2ME, 3ME medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.7 – Dados de entrada para os testes 1MF, 2MF, 3MF.

Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		100,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$2,7 \times 10^{-5}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1MF	2MF	3MF
Temperatura inicial, T_o , (°C)		27,40	25,40	27,4
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j , z_k) *	1	(5,3)	(5,3)	(5,3)
	2	(14,4)	(14,4)	(14,4)
	3	(4,10)	(4,10)	(4,10)
	4	(10,11)	(10,11)	(10,11)

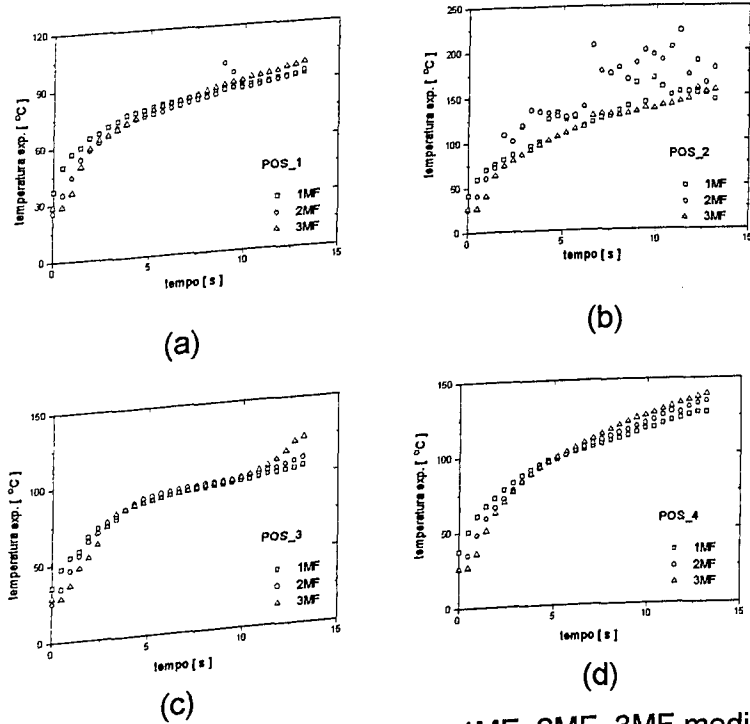


Figura A4.7 – Temperatura experimental dos testes 1MF, 2MF, 3MF medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.8 – Dados de entrada para os testes 1MG, 2MG, 3MG.

Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		100,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$2,7 \times 10^{-5}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1MG	2MG	3MG
Temperatura inicial, T_o , (°C)		26,80	23,30	25,20
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j , z_k) *	1	(5,3)	(5,3)	(5,3)
	2	(14,4)	(14,4)	(14,4)
	3	(4,10)	(4,10)	(4,10)
	4	(10,11)	(10,11)	(10,11)

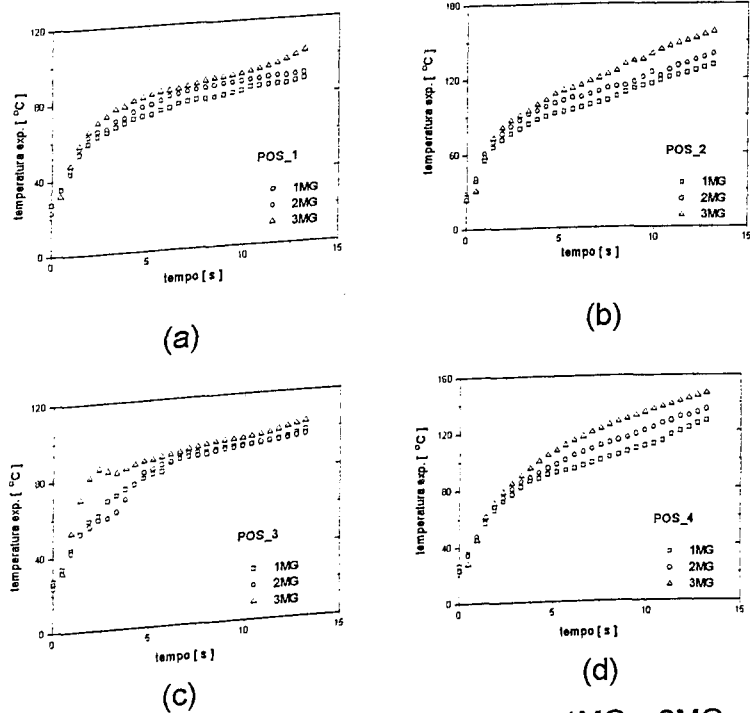


Figura A4.8 – Temperatura experimental dos testes 1MG, 2MG, 3MG medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.9 – Dados de entrada para os testes 1MH, 2MH, 3MH.

Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		100,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$2,7 \times 10^{-5}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1MH	2MH	3MH
Temperatura inicial, T_o , (°C)		23,50	25,90	25,50
Número de termopares		3	3	3
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	-	-	-
	2	(9,4)	(9,4)	(9,4)
	3	(3,8)	(3,8)	(3,8)
	4	(9,8)	(9,8)	(9,8)

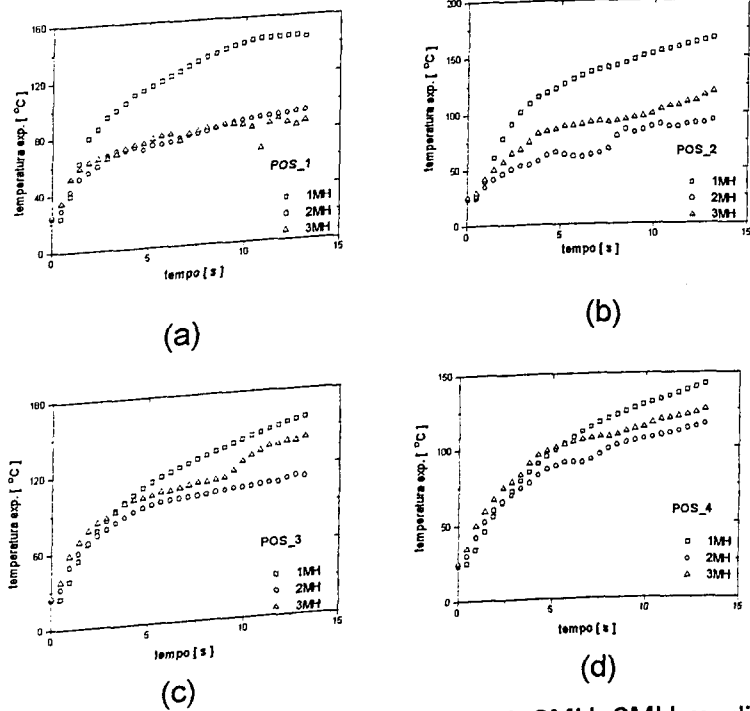


Figura A4.9 – Temperatura experimental dos testes 1MH, 2MH, 3MH medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.10 – Dados de entrada para os testes 1MI, 2MI, 3MI.

Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		100,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$2,7 \times 10^{-5}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1MI	2MI	3MI
Temperatura inicial, T_o , (°C)		23,70	25,20	24,80
Número de termopares		3	3	3
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j , z_k) *	1	-	-	-
	2	(9,4)	(9,4)	(9,4)
	3	(3,8)	(3,8)	(3,8)
	4	(9,8)	(9,8)	(9,8)

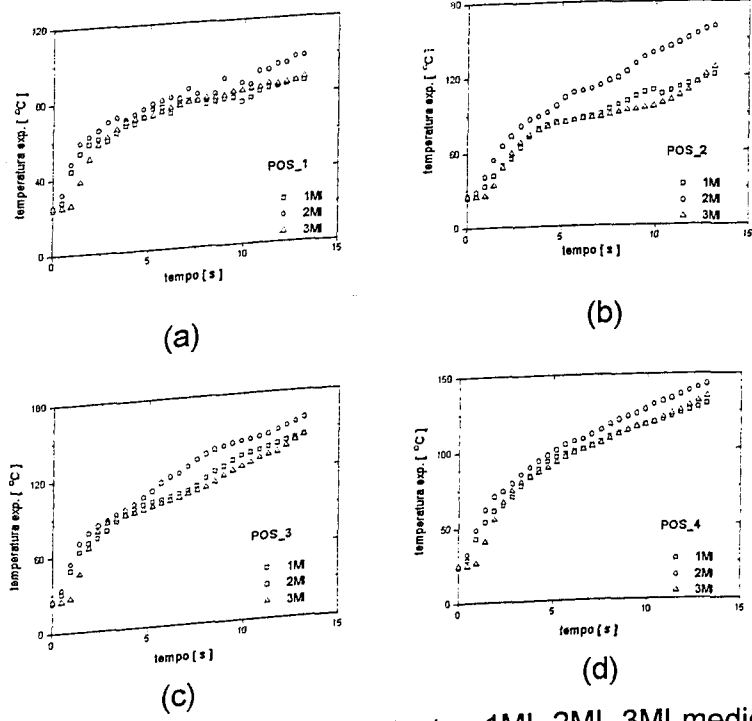


Figura A4.10 – Temperatura experimental dos testes 1MI, 2MI, 3MI medida pelos termopares:
(a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.11 – Dados de entrada para os testes 1MJ, 2MJ, 3MJ.

Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		100,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$2,7 \times 10^{-5}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1MJ	2MJ	3MJ
Temperatura inicial, T_o , (°C)		22,40	26,00	24,90
Número de termopares		3	3	3
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j , z_k) *	1	-	-	-
	2	(9,4)	(9,4)	(9,4)
	3	(3,8)	(3,8)	(3,8)
	4	(9,8)	(9,8)	(9,8)

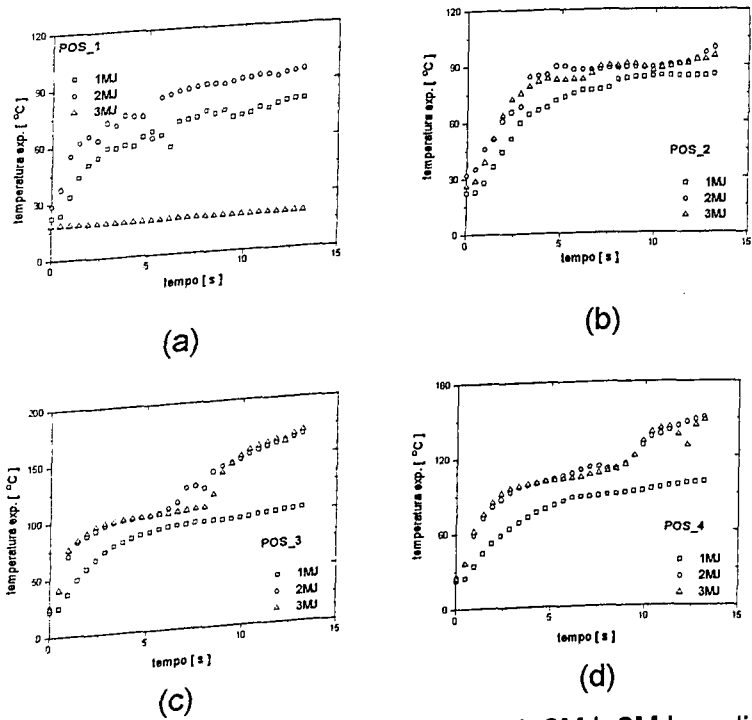


Figura A4.11 – Temperatura experimental dos testes 1MJ, 2MJ, 3MJ medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.12 – Dados de entrada para os testes 1MK, 2MK, 3MK.

Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		100,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$2,7 \times 10^{-5}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1MK	2MK	3MK
Temperatura inicial, T_o , (°C)		24,90	24,10	24,30
Número de termopares		3	3	3
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	-	-	-
	2	(9,4)	(9,4)	(9,4)
	3	(3,8)	(3,8)	(3,8)
	4	(9,8)	(9,8)	(9,8)

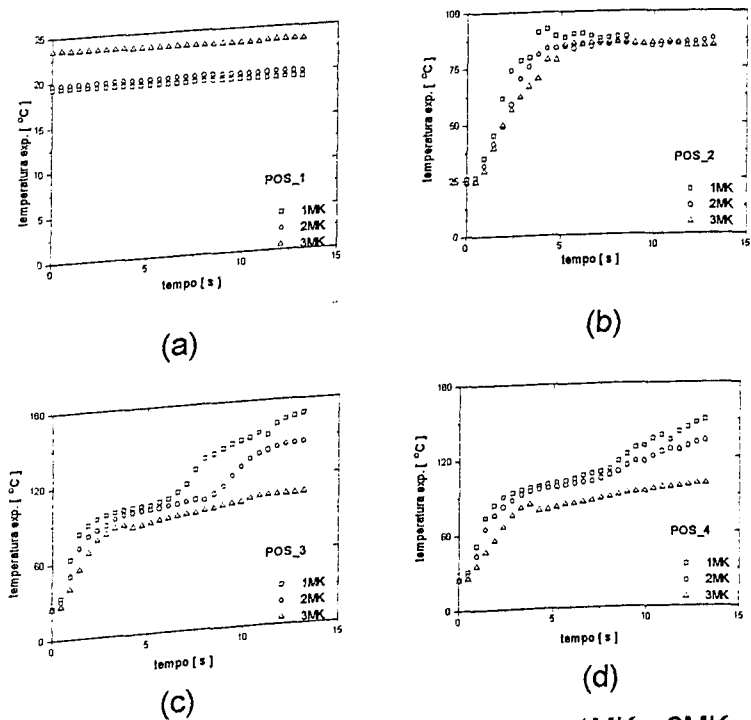
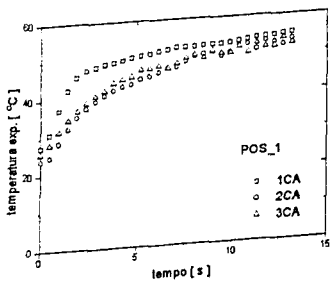


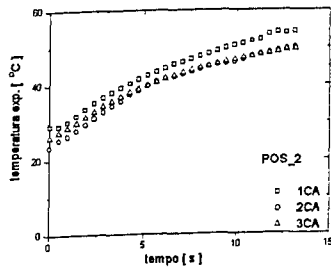
Figura A4.12 – Temperatura experimental dos testes 1MK, 2MK, 3MK medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.13 – Dados de entrada para os testes 1CA, 2CA, 3CA.

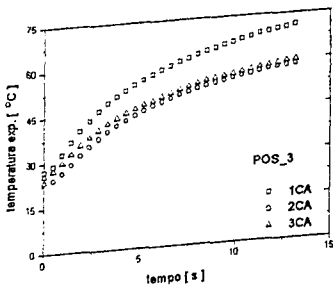
Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		25,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s) *		$7,2 \times 10^{-6}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção (W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1CA	2CA	3CA
Temperatura inicial, T_o (°C)		27,80	23,60	25,90
Número de termopares		3	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	(6,3)	(6,3)	(6,3)
	2	(16,3)	(16,3)	(16,3)
	3	(4,15)	(4,15)	(4,15)
	4	-	(14,15)	(14,15)



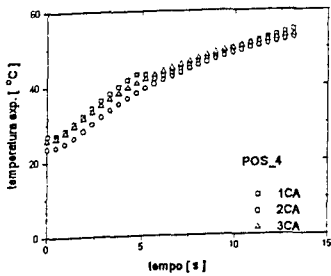
(a)



(b)



(c)

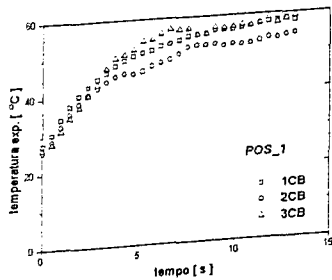


(d)

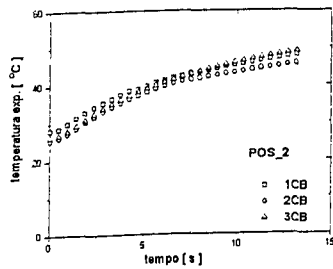
Figura A4.13 – Temperatura experimental dos testes 1CA, 2CA, 3CA medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.14 – Dados de entrada para os testes 1CB, 2CB, 3CB.

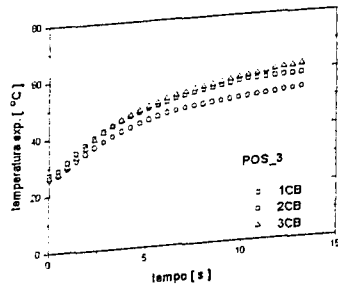
Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		25,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$7,2 \times 10^{-6}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção (W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1CB	2CB	3CB
Temperatura inicial, T_o , (°C)		23,40	24,30	24,80
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	(6,3)	(6,3)	(6,3)
	2	(16,3)	(16,3)	(16,3)
	3	(4,15)	(4,15)	(4,15)
	4	(14,15)	(14,15)	(14,15)



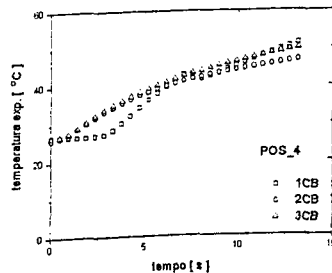
(a)



(b)



(c)



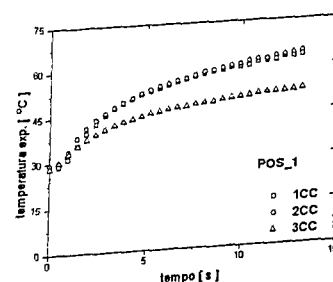
(d)

Figura A4.14 – Temperatura experimental dos testes 1CB, 2CB, 3CB medida pelos termopares:

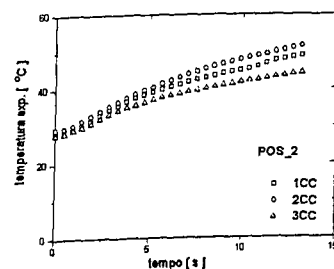
(a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.15 – Dados de entrada para os testes 1CC, 2CC, 3CC.

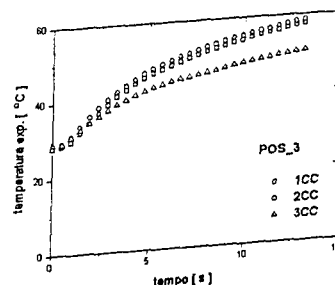
Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)	$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$	
Número de volumes de controle (x, y, z)	11x41x41			
Região sujeita ao fluxo de calor	y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle			
Intervalo de tempo entre medições (s)	0,47			
Número de medições, n_{med}	29			
Temperatura ambiente, T_{∞} (°C)	25,0			
Condutividade térmica, k , (W/mK) *	25,0			
Difusividade térmica, α , (m ² /s)*	$7,2 \times 10^{-6}$			
Coeficientes de transferência de calor por convecção (W/m ² K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1CC	2CC	3CC
Temperatura inicial, T_o (°C)		28,50	29,10	28,20
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j , z_k) *	1	(6,3)	(6,3)	(6,3)
	2	(16,3)	(16,3)	(16,3)
	3	(4,15)	(4,15)	(4,15)
	4	(14,15)	(14,15)	(14,15)



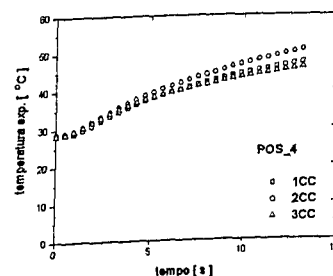
(a)



(b)



(c)

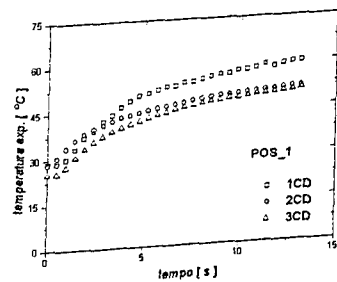


(d)

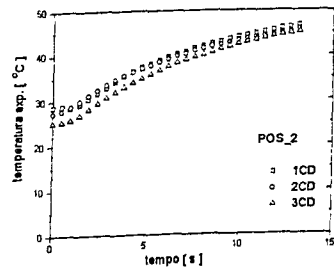
Figura A4.15 – Temperatura experimental dos testes 1CC, 2CC, 3CC medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.16 – Dados de entrada para os testes 1CD, 2CD, 3CD.

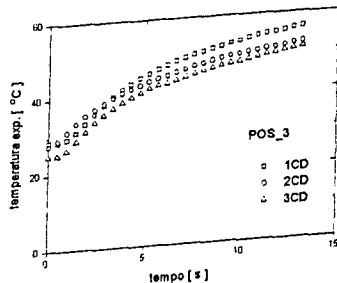
Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		25,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$7,2 \times 10^{-6}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1CD	2CD	3CD
Temperatura inicial, T_o , (°C)		28,60	27,70	25,20
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	(6,3)	(6,3)	(6,3)
	2	(16,3)	(16,3)	(16,3)
	3	(4,15)	(4,15)	(4,15)
	4	(14,15)	(14,15)	(14,15)



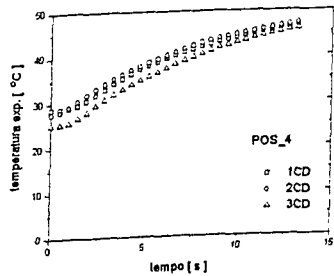
(a)



(b)



(c)

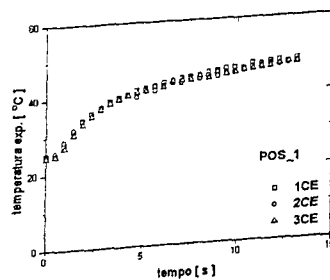


(d)

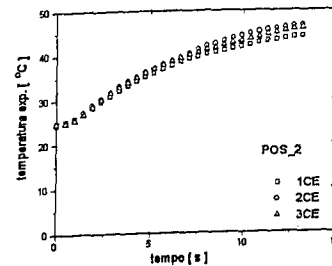
Figura A4.16 – Temperatura experimental dos testes 1CD, 2CD, 3CD medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.17 – Dados de entrada para os testes 1CE, 2CE, 3CE.

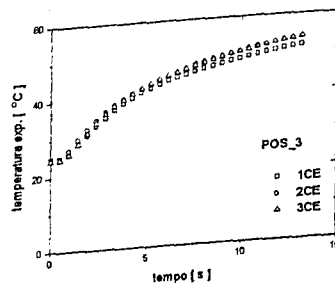
Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		25,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$7,2 \times 10^{-6}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção (W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1CE	2CE	3CE
Temperatura inicial, T_o , (°C)		24,90	24,50	24,60
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	(6,3)	(6,3)	(6,3)
	2	(16,3)	(16,3)	(16,3)
	3	(4,15)	(4,15)	(4,15)
	4	(14,15)	(14,15)	(14,15)



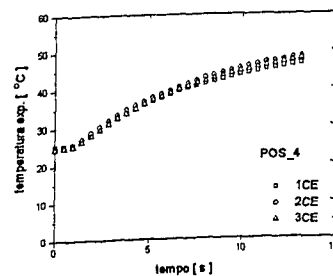
(a)



(b)



(c)

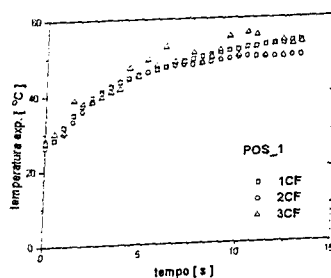


(d)

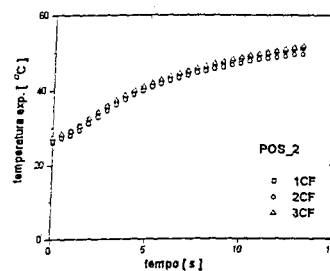
Figura A4.17 – Temperatura experimental dos testes 1CE, 2CE, 3CE medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.18 – Dados de entrada para os testes 1CF, 2CF, 3CF.

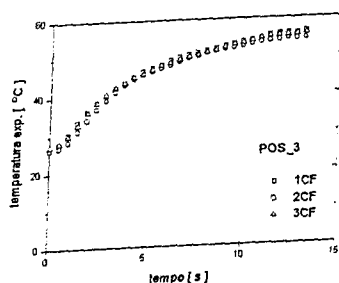
Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		25,0		
Difusividade térmica, α , (m ² /s) *		$7,2 \times 10^{-6}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção (W/m ² K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1CF	2CF	3CF
Temperatura inicial, T_o (°C)		26,30	26,70	27,40
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	(6,3)	(6,3)	(6,3)
	2	(16,3)	(16,3)	(16,3)
	3	(4,15)	(4,15)	(4,15)
	4	(14,15)	(14,15)	(14,15)



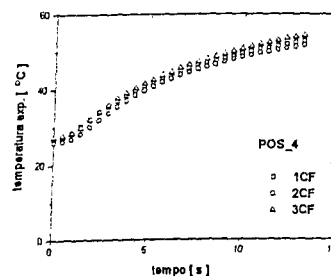
(a)



(b)



(c)



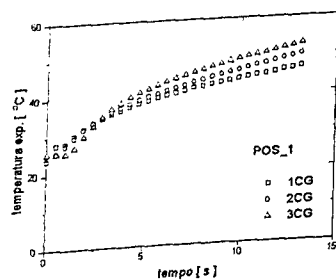
(d)

Figura A4.18 – Temperatura experimental dos testes 1CF, 2CF, 3CF medida pelos termopares:

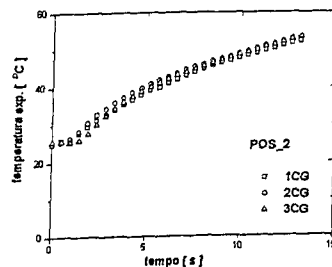
(a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.19 – Dados de entrada para os testes 1CG, 2CG, 3CG.

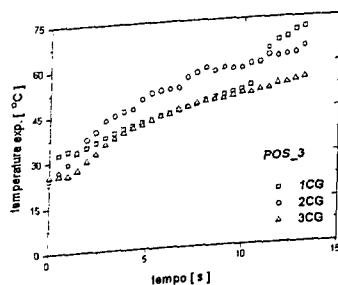
Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		25,0		
Difusividade térmica, α , (m ² /s) *		$7,2 \times 10^{-6}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção (W/m ² K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1CG	2CG	3CG
Temperatura inicial, T_o (°C)		24,20	25,00	25,40
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	(3,3)	(3,3)	(3,3)
	2	(11,3)	(11,3)	(11,3)
	3	(3,11)	(3,11)	(3,11)
	4	(11,11)	(11,11)	(11,11)



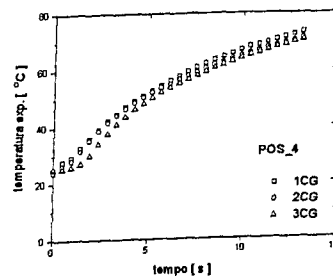
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura A4.19 – Temperatura experimental dos testes 1CG, 2CG, 3CG medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.20 – Dados de entrada para os testes 1CH, 2CH, 3CH.

Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		25,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$7,2 \times 10^{-6}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1CH	2CH	3CH
Temperatura inicial, T_o , (°C)		-	26,40	26,20
Número de termopares		-	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	-	(4,4)	(4,4)
	2	-	(12,4)	(12,4)
	3	-	(4,11)	(4,11)
	4	-	(12,13)	(12,13)

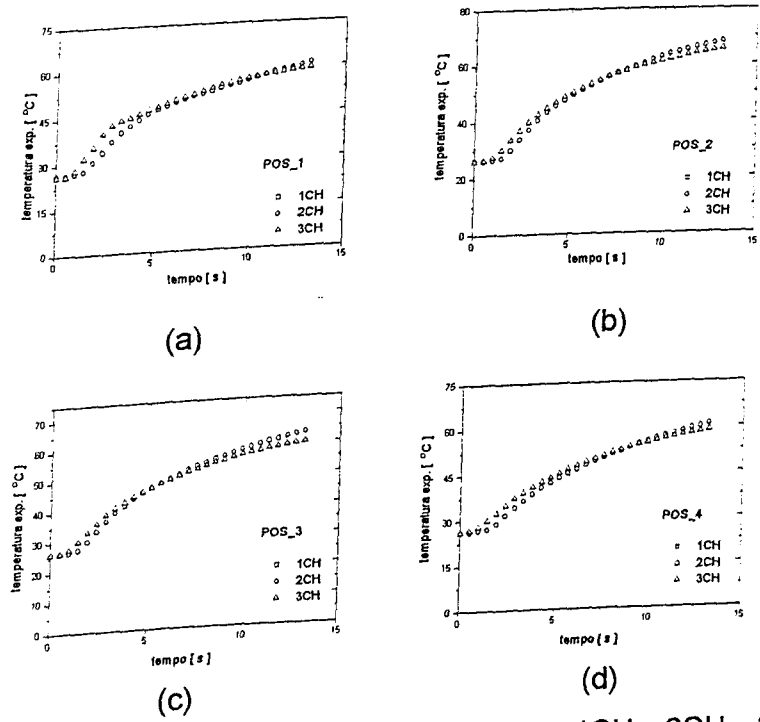
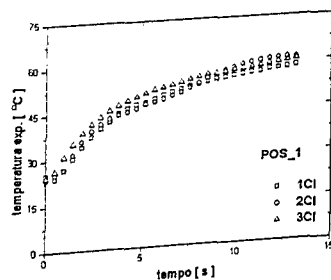


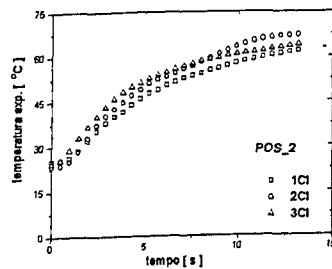
Figura A4.20 – Temperatura experimental dos testes 1CH, 2CH, 3CH medida pelos termopares: (a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.21 – Dados de entrada para os testes 1CI, 2CI, 3CI.

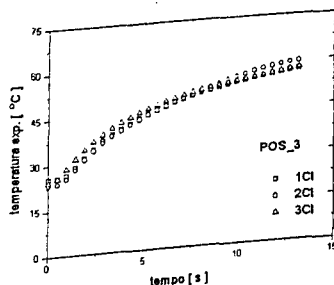
Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		25,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$7,2 \times 10^{-6}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1CI	2CI	3CI
Temperatura inicial, T_o , (°C)		25,20	23,60	24,30
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j , z_k) *	1	(4,4)	(4,4)	(4,4)
	2	(12,4)	(12,4)	(12,4)
	3	(4,11)	(4,11)	(4,11)
	4	(12,13)	(12,13)	(12,13)



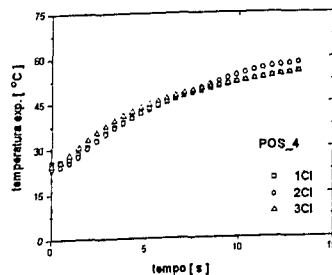
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura A4.21 – Temperatura experimental dos testes 1CI, 2CI, 3CI medida pelos termopares:
(a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.22 – Dados de entrada para os testes 1CJ, 2CJ, 3CJ.

Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		25,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$7,2 \times 10^{-6}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1CJ	2CJ	3CJ
Temperatura inicial, T_o , (°C)		24,20	23,40	24,90
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j , z_k) *	1	(4,4)	(4,4)	(4,4)
	2	(12,4)	(12,4)	(12,4)
	3	(4,11)	(4,11)	(4,11)
	4	(12,13)	(12,13)	(12,13)

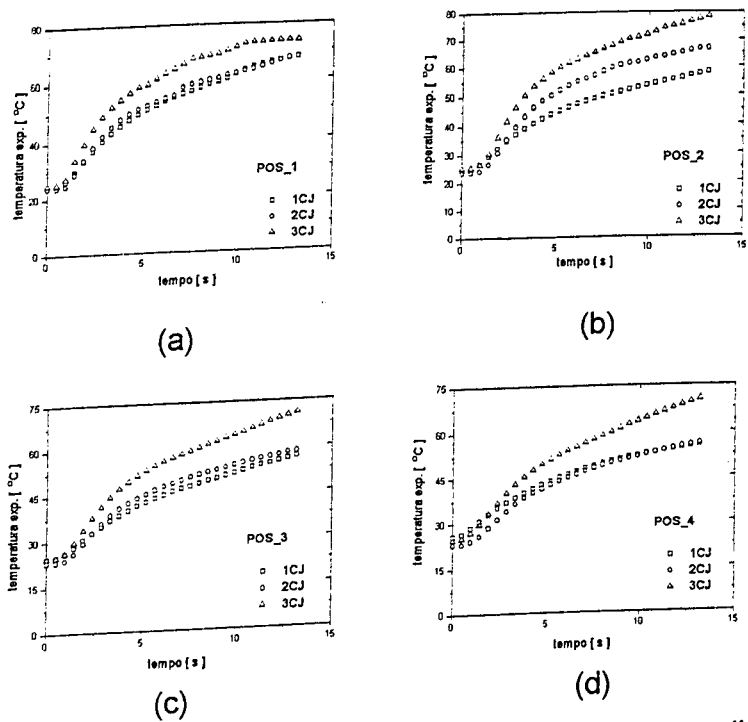
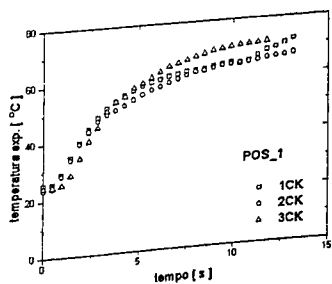


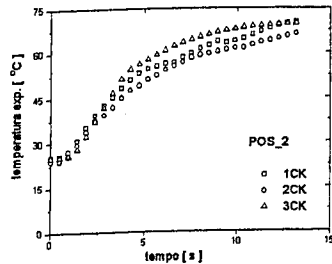
Figura A4.22 – Temperatura experimental dos testes 1CJ, 2CJ, 3CJ medida pelos termopares:
(a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.

Tabela A4.23 – Dados de entrada para os testes 1CK, 2CK, 3CK.

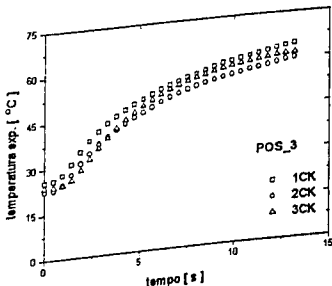
Parâmetros fixos				
Dimensões da ferramenta (m)		$a = 0,0049$	$b = 0,0127$	$c = 0,0127$
Número de volumes de controle (x, y, z)		11x41x41		
Região sujeita ao fluxo de calor		y(1...7), z (1...3), 21 volumes de controle		
Intervalo de tempo entre medições (s)		0,47		
Número de medições, n_{med}		29		
Temperatura ambiente, T_{∞} , (°C)		25,0		
Condutividade térmica, k , (W/mK) *		25,0		
Difusividade térmica, α , (m²/s)*		$7,2 \times 10^{-6}$		
Coeficientes de transferência de calor por convecção(W/m²K)	$h_{1,3,5}$	20,0		
	$h_{2,4,6}$	5,0		
Parâmetros variáveis por teste		1CK	2CK	3CK
Temperatura inicial, T_o , (°C)		25,50	23,30	24,40
Número de termopares		4	4	4
Identificação e coordenadas dos termopares (y_j, z_k) *	1	(4,4)	(4,4)	(4,4)
	2	(12,4)	(12,4)	(12,4)
	3	(4,11)	(4,11)	(4,11)
	4	(12,13)	(12,13)	(12,13)



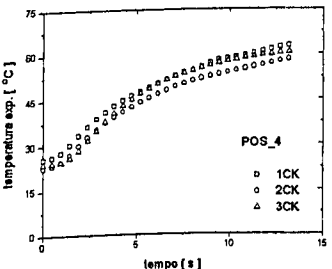
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura A4.23 – Temperatura experimental dos testes 1CK, 2CK, 3CK medida pelos termopares:
(a) pos_1 (b) pos_2 (c) pos_3 (d) pos_4.