

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS – GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

USO COMBINADO DO SOFTWARE COMERCIAL CFX E
TÉCNICAS DE PROBLEMAS INVERSOS EM
TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Autor: **Carlos Adriano Corrêa Ribeiro**

Orientador: **Sandro Metrevelle Marcondes de Lima Silva**

Co-Orientador: **Rogério Fernandes Brito**

Itajubá , 22 de Março de 2012

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS – GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

USO COMBINADO DO SOFTWARE COMERCIAL CFX E
TÉCNICAS DE PROBLEMAS INVERSOS EM
TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Autor: Carlos Adriano Corrêa Ribeiro

Orientador: Sandro Metrevelle Marcondes de Lima Silva

Co-Orientador: Rogério Fernandes Brito

Curso: Mestrado em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Conversão de Energia

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Itajubá , 22 de Março de 2012

MG - Brasil

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –
Bibliotecária Cristiane N. C. Carpinteiro- CRB_6/1702

R484u

Ribeiro, Carlos Adriano Corrêa

Uso combinado do software comercial CFX e técnicas de problemas inversos em transferência de calor. / por Carlos Adriano Corrêa Ribeiro. – Itajubá (MG) : [s.n.], 2012.

97 p. : il.

Orientador : Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva.

Coorientador : Prof. Dr. Rogério Fernandes Brito.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Problemas inversos. 2. Condução de calor. 3. Métodos dos volumes finitos. 4. Otimização. 5. Direção conjugada. I. Silva, Sandro Metrevelle de Lima e, orient. II. Brito, Rogério Fernandes, coorient. III. Universidade Federal de Itajubá. IV. Título.



Ministério da Educação
UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
Criada pela Lei nº 10.435, de 24 de abril de 2002

A N E X O II

FOLHA DE JULGAMENTO DA BANCA EXAMINADORA

Título da Dissertação: “Uso Combinado do Software Comercial CFX e Técnicas de Problemas Inversos em Transferência de Calor”

Autor: Carlos Adriano Corrêa Ribeiro.

JULGAMENTO

Examinadores	Conceito		Rubrica
	A = Aprovado	R = Reprovado	
1º		A	
2º		A	
3º		A	
4º		A	
5º		A	

Observações:

- 1) O Trabalho será considerado Aprovado se todos os Examinadores atribuírem conceito A.
- 2) O Trabalho será considerado Reprovado se forem atribuídos pelos menos 2 conceitos R.
- 3) O Trabalho será considerado Insuficiente (I) se for atribuído pelo menos um conceito R. Neste caso o candidato deverá apresentar novo trabalho. A banca deve definir como avaliar a nova versão da Dissertação.
- 4) Esse documento terá validade de **60 dias a contar da data da defesa.**

Resultado Final: A Ou seja, Aprovado

Observações: _____

Itajubá, 22 de março de 2012.

Prof. Dr. Julio Cesar Costa Campos
1º Examinador – UFV

Prof. Dr. João Roberto Ferreira
2º Examinador – UNIFEI

Profª. Drª. Ana Lúcia F. de Lima e Silva
3º Examinador – UNIFEI

Prof. Dr. Rogério Fernandes Brito
4º Examinador – UNIFEI - (Co-Orientador)

Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva
5º Examinador – UNIFEI - (Orientador)

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS – GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

USO COMBINADO DO SOFTWARE COMERCIAL CFX E
TÉCNICAS DE PROBLEMAS INVERSOS EM
TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Autor: **Carlos Adriano Corrêa Ribeiro**

Orientador: **Sandro Metrevelle Marcondes de Lima Silva**

Co-Orientador: **Rogério Fernandes Brito**

Composição da banca examinadora:

Prof. Dr. Julio Cesar Costa Campos - UFV

Prof. Dr. João Roberto Ferreira – IEPG/UNIFEI

Profa. Dra. Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva – IEM / UNIFEI

Prof. Dr. Rogério Fernandes Brito (Co-Orientador) – IEM / UNIFEI

Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva (Orientador) – IEM / UNIFEI

Dedicatória

Aos meus pais, José Mauro Ribeiro e Maria José Corrêa Ribeiro e ao meu irmão, José Alexandre Corrêa Ribeiro

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a minha família pelo apoio durante a conclusão deste trabalho.

Agradeço também ao professor Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva pelo suporte e orientação para a elaboração do trabalho.

Ao professor Dr. Rogério Ferdandes Brito, pela co-orientação, disposição em ajudar e principalmente, pelos ensinamentos em *ANSYS CFX*[®].

Ao professor Dr. João Roberto Ferreira, deixo meus agradecimentos pelo apoio financeiro e pela licença do *ANSYS CFX*[®], sem a qual este trabalho não teria sido concluído.

Aos amigos e companheiros de todas as horas, Alex Mendonça Bimbato, Luís Felipe dos Santos Carollo e Cristiano Pedro da Silva, agradeço pela amizade, ajuda em diversas momentos.

A toda equipe do Laboratório de Transferência de Calor, LabTC, da UNIFEI pela convivência.

Agradeço também ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq, pela concessão da bolsa de mestrado e apoio financeiro

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais, FAPEMIG, bem como à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, CAPES, pelo suporte financeiro.

Quem não sente a ânsia de ser mais, não chegará a ser nada.

Miguel de Unamuno

Resumo

CORREA RIBEIRO, C. A. (2012), Uso Combinado do Software Comercial CFX e Técnicas de Problemas Inversos em Transferência de Calor, Itajubá, 120 p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Transferência de calor é um fenômeno muito importante que está presente em diversos processos e atividades da engenharia. Devido à sempre crescente demanda por eficiência energética, é vital conhecer e mensurar as temperaturas e fluxos de calor envolvidos nestes processos, a fim de torná-los cada vez mais eficientes. Entretanto, por várias razões, nem sempre é possível medir essas grandezas diretamente nas superfícies em contato com o calor. Resta então, estimá-las através da medição das temperaturas em regiões de acesso. No presente trabalho propõe-se uma metodologia para estimação do fluxo de calor e da distribuição de temperatura nestas superfícies de difícil acesso. Neste sentido, uma maneira de estimar o fluxo de calor e a temperatura na região de interesse é através do uso de técnicas de Problemas Inversos. Problemas Inversos possuem aplicações relevantes em várias áreas de atuação humana, com destaque especial para a engenharia. Assim, as técnicas de Problemas Inversos Função Especificada, Gradiente Conjugado são usadas em conjunto com o *software* comercial ANSYS CFX[®] para estimar o fluxo de calor e a temperatura na região de aquecimento. A metodologia aqui proposta é validada em modelos térmicos uni e tridimensionais, sujeitos a condução de calor em regime transiente. Ensaios experimentais foram realizados, para fornecer dados de temperatura e fluxo de calor, utilizando amostras de aço inox AISI 304, tanto para o modelo unidimensional quanto para o tridimensional.

Palavras-chave

Problemas inversos, Condução de Calor, Método dos Volumes Finitos, Otimização, Direção Conjugada.

Abstract

CORREA RIBEIRO, C. A. (2012), Combined Use of the Commercial Software CFX and Inverse Problems Techniques in Heat Transfer, Itajubá, 120 p. MSc. Dissertation – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Heat transfer is a very important phenomenon present in several engineering processes and activities. It is essential to know and to measure the temperatures and the heat fluxes involved in these process, in order to turn them more and more efficient. However, for several reasons, it is not always possible to measure these quantities on the surface in direct contact with heat. In this case, one way it is to estimate them through the measurement of the temperatures on the access regions. In this work a methodology for estimating the heat flux and temperature distribution in the difficult access areas is proposed. In this sense, a way to estimate them in the interest area is using the Inverse Problems techniques. Inverse Problems possess relevant applications in many areas of human performance, with special attention for engineering. Thus, the Inverse Problems techniques Function Specification, Conjugate Direction is used with the commercial software *ANSYS CFX*[®] to estimate heat flux and temperature on the heating surface. The proposed methodology is validated with data obtained from a one and three-dimensional controlled experiments carried out in laboratory by using AISI 304 Stainless Steel samples. The estimated heat fluxes and temperature are compared with the experimental values showing satisfactory agreement.

Keywords

Inverse problems, Heat Conduction, Finite Volume Method, Optimization, Conjugate Direction.

Sumário

SUMÁRIO	i
LISTA DE FIGURAS	iii
LISTA DE TABELAS	vii
SIMBOLOGIA	viii
LETRAS LATINAS	viii
LETRAS GREGAS	xi
SUBSCRITOS	xii
SOBRESCRITO	xiii
ABREVIATURAS	xiv
SIGLAS	xv
CAPÍTULO 1: INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1 – ANÁLISE EXPERIMENTAL EM PROBLEMAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	8
2.2 – MÉTODOS NUMÉRICOS E SUAS PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS	9
2.3 – PROBLEMAS INVERSOS	12
2.4 – USO COMBINADO DO ANSYS CFX [®] E PROBLEMAS INVERSOS	15
CAPÍTULO 3: FUNDAMENTOS TEÓRICOS	18
3.1 – MODELO TÉRMICO UNIDIMENSIONAL	18
3.2 – MODELO TÉRMICO TRIDIMENSIONAL	20
3.3 – FUNÇÃO OBJETIVO	22
3.4 – TÉCNICAS DE PROBLEMAS INVERSOS	23
3.4.1 – Função Especificada	23

3.4.2 – Direções Conjugadas	ii 28
CAPÍTULO 4: MONTAGEM EXPERIMENTAL	30
4.1 – DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL	30
4.2 – DIMENSIONAMENTO DAS AMOSTRAS E MONTAGENS	37
CAPÍTULO 5: PROGRAMAS DE CFD	40
5.1 – TIPOS DE MALHAS	42
5.2 – ANSYS CFX®	46
5.2.1 – Estratégia de Processamento e Esquemas Numéricos	47
5.3 – USO DA TÉCNICA FUNÇÃO ESPECIFICADA	53
5.3.1 – Caso Unidimensional	53
5.3.2 – Caso Tridimensional	55
5.4 – TÉCNICA BASEADA EM ALGORITMO DE OTIMIZAÇÃO	56
5.5 – SOLUÇÃO DOS MODELOS TÉRMICOS	59
5.5.1 – Modelo Térmico Unidimensional	59
5.5.2 – Modelo Térmico Tridimensional	60
5.6 – VALIDAÇÃO DAS TÉCNICAS INVERSAS	61
CAPÍTULO 6: ANÁLISE DOS RESULTADOS	62
6.1 – EXPERIMENTO UNIDIMENSIONAL	63
6.2 – EXPERIMENTO TRIDIMENSIONAL	68
CAPÍTULO 7: CONCLUSÕES E SUGESTÕES	74
7.1 – CONCLUSÕES	74
7.2 – SUGESTÕES	76
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	78
APÊNDICE A: MÉTODO DE STOLZ	84
APÊNDICE B: GEOMETRIA E MALHA DO CONJUNTO FERRAMENTA DE CORTE E PORTA-FERRAMENTA	93

Lista de Figuras

Figura 1.1	Superaquecimento do ônibus espacial durante reentrada na atmosfera.	2
Figura 1.2	Monitoramento da temperatura no interior de reatores nucleares.	3
Figura 2.1	Abordagem típica de um Problema Direto em transferência de calor.	7
Figura 2.2	Exemplo de câmera infravermelha para medir temperaturas	9
Figura 2.3	Discretização de um domínio contínuo.	10
Figura 3.1	Vista em perspectiva de uma amostra.	19
Figura 3.2	Vista lateral em corte, de uma amostra metálica de aço AISI 304 com fluxo de calor imposto e isolamento.	19
Figura 3.3	Vista lateral em corte, da amostra metálica.	20
Figura 3.4	Modelo térmico tridimensional em perspectiva.	21
Figura 3.5	Algoritmo de otimização da técnica da Direção Conjugada.	29
Figura 4.1	Diagrama esquemático da bancada experimental empregada nos ensaios.	31
Figura 4.2	Esquema da bancada experimental empregada nos ensaios.	31

		iv
Figura 4.3	Dimensões das amostras de Aço Inox AISI 304 para os experimentos a) unidimensional e b) tridimensional.	32
Figura 4.4	Aquecedor resistivo de <i>kaptan</i> , utilizado nos experimentos.	32
Figura 4.5	Fonte de alimentação do aquecedor Instrutemp ST-305D-II.	33
Figura 4.6	Vista explodida da montagem para o experimento unidimensional.	33
Figura 4.7	Vista explodida da montagem para o experimento tridimensional.	34
Figura 4.8	Pasta térmica de prata usada para minimizar interstícios de ar nas montagens.	35
Figura 4.9	Multímetros a) Instrutherm MD-380 e b) Minipa ET-2042C.	35
Figura 4.10	Aparelho de solda por descarga capacitiva.	36
Figura 4.11	Banho termostático Marconi MA 184, usado para calibrar os termopares.	36
Figura 4.12	Aquisição Agilent 34980A e microcomputador, usados na medição das temperaturas.	36
Figura 4.13	(a) Vista lateral da amostra e isolante, (b) vista superior do aquecedor e isolante.	37
Figura 4.14	Vistas a) frontal, b) lateral esquerda e c) superior em cortes com dimensionamento da montagem para experimentos tridimensionais.	38
Figura 4.15	Posição do termopar para o caso unidimensional.	39
Figura 4.16	Posicionamento dos termopares a) na superfícies superior, b) inferior, no modelo tridimensional.	39
Figura 5.1	Exemplos de simulações computacionais.	41
Figura 5.2	Elementos de malha (a) hexaédrica, (b) tetraédrica, (c) prismática e (d) piramidal.	42
Figura 5.3	Malha tetraédrica refinada localmente	43
Figura 5.4	Malha híbrida usando elementos hexaédricos e tetraédricos.	43
Figura 5.5	a) Malhas em H estruturado curvilíneo e b) Malhas em H estruturado ortogonal.	44

		v
Figura 5.6	Cabeçote de motor discretizado, usando malha tipo não estruturada	45
Figura 5.7	Seqüência de etapas para simulação computacional de problemas termofluidos.	46
Figura 5.8	Módulos do <i>ANSYS CFX</i> [®] .	47
Figura 5.9	Estratégia de solução do <i>CFX Solver</i> [®] . (<i>ANSYS</i> [®] Solver Theory Guide).	48
Figura 5.10	Volume de controle aplicado sobre elemento hexaédrico.	49
Figura 5.11	Balço de energia sobre elemento hexaédrico.	49
Figura 5.12	Acoplamento entre técnica inversa e <i>ANSYS CFX</i> [®] para o caso unidimensional.	54
Figura 5.13	Uso do <i>ANSYS CFX</i> [®] e Função Especificada para o modelo térmico tridimensional.	56
Figura 5.14	Arquivos criados durante uso do programa <i>ANSYS CFX</i> [®] .	57
Figura 5.15	Arquivo CCL e informações contidas.	58
Figura 5.16	Seqüência para acoplamento iterativo entre <i>ANSYS CFX</i> [®] e <i>DOT.FOR</i> .	59
Figura 5.17	Malha hexaédrica usada no modelo térmico unidimensional.	60
Figura 5.18	Malha hexaédrica usada no modelo térmico tridimensional	61
Figura 6.1	Comparação do efeito dos tempos futuros na estimação de fluxo de calor	64
Figura 6.2	Comparação entre o fluxo estimado e experimental para $r = 100$.	65
Figura 6.3	Comparação entre temperatura experimental e numérica.	65
Figura 6.4	Desvio entre temperatura experimental e numérica.	66
Figura 6.5	Desvios de temperatura devido à diferença de refinamento de malhas	67
Figura 6.6	Distribuição de temperatura em °C, para diferentes instantes de tempo	67
Figura 6.7	Comparação entre fluxo experimental estimado para as técnicas a) função especificada e b) Direção Conjugada.	69
Figura 6.8	Coeficiente de sensibilidade calculado pelo <i>ANSYS CFX</i> [®] .	70

		vi
Figura 6.9	Comparação entre as temperaturas experimentais e as calculadas pelas técnicas a) função especificada e b) Direção Conjugada.	71
Figura 6.10	Desvio entre temperatura experimental e numérica para a) Função especificada e b) Direção Conjugada.	72
Figura 6.11	Campo térmico para o experimento tridimensional na superfície superior (a) e inferior (b).	73
Figura B.1	Conjunto ferramenta, calço, porta ferramenta.	94
Figura B.2	Interface de contato da ferramenta	95
Figura B.3	Comparação entre conjunto real de Carvalho (2005), em (a) e computacional em (b).	95
Figura B.4	Malha tetraédrica para o conjunto ferramenta, calço, porta ferramenta.	96
Figura B.5	Representação esquemática do conjunto ferramenta, calço e porta-ferramenta.	97

Lista de Tabelas

Tabela 6.1	Valores das propriedades termofísicas (Carollo, 2010).	63
Tabela 6.2	Efeito dos tempos futuros na estimação de fluxo de calor	64
Tabela 6.3	Tempos de processamento para problema direto	73
Tabela B.1	Propriedades termofísicas do conjunto ferramenta, calço e porta ferramentas (Carvalho, 2005)	97

Simbologia

Letras Latinas

a	Escalar usado pelo Método da Direção Conjugada	
b	Escalar usado pelo Método do Direção Conjugada	
B	Face do elemento hexaédrico	
c_p	Calor específico a pressão constante	$\text{kJ}/(\text{kgK})$
d	Contador do número de sensores	
d_x	Elemento infinitesimal na direção x	m
d_y	Elemento infinitesimal na direção y	m
d_z	Elemento infinitesimal na direção z	m
E	Face do elemento hexaédrico	
F_i	Condição inicial utilizada pelo Método de Stolz	
F	Função objetivo	
$\vec{\nabla}F$	Gradiente de função	
$Func$	Funcional utilizada na Função Especificada	
H	Altura da amostra	m
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
i	Índice do número de medidas	
L	Espessura do corpo da amostra	m
\hat{n}_i	Vetor ortonormal à superfície S_i	

N	Face do elemento hexaédrico	
n	Contador de tempos futuros	
n	Face do elemento hexaédrico	
ns	Número de sensores	
np	Número de pontos	
p	Índice do número de sensores	
\vec{q}''	Vetor fluxo de calor	W/m^2
q''	Fluxo de calor aplicado na superfície S_1	W/m^2
$\dot{q}_0''(t)$	Fluxo de calor variável no tempo e uniformemente distribuído pela superfície S_1	W/m^2
\hat{q}_m''	Fluxo de calor estimado	W/m^2
q_n''	Aproximação numérica do fluxo de calor variável no tempo, uniformemente distribuído pela superfície S_1	W/m^2
R	Vetor residual	
r	Número de tempos futuros	
S	Face do elemento hexaédrico	
S	Superfície	m^2
\vec{S}	Vetor direção de busca	
S_l	Superfície utilizada pelo Método de Stolz	
S_l	Superfície submetida a fluxo de calor	m^2
S_2	Superfície isolada	m^2
s	Face do elemento hexaédrico	
t	Relativo à tempo	s
T	Face do elemento hexaédrico	
T_{num}	Temperatura calculada numericamente	$^{\circ}C$
T_{exp}	Temperatura experimental	$^{\circ}C$
T_0	Temperatura inicial	$^{\circ}C$
W	Largura do corpo da amostra	m
W	Face do elemento hexaédrico	
\vec{X}	Vetor de variáveis de projeto	
x	Coordenada cartesiana	m
y	Coordenada cartesiana	m

z

Coordenada cartesiana

x
 m

Letras Gregas

α	Difusividade térmica	m^2/s
γ	Escalar usado no métodos Direção Conjugada	
δ	Delta de Kronecker	
Δt	Incremento de tempo	s
Δx	Incremento de malha na direção x.	m
Δy	Incremento de malha na direção y.	m
Δz	Incremento de malha na direção z.	m
ζ	Limite superior utilizado pela formula de Leibniz	
λ	Condutividade Térmica	$\text{W}/(\text{mK})$
ξ	Parâmetro utilizado na solução da difusão de calor tridimensional por Funções de Green	
ρ	Massa específica	kg/m^3
τ	Incremento diferencial de tempo	
φ	Coefficiente de sensibilidade	$^{\circ}\text{Cm}^2/\text{W}$
ϕ	Função utilizada pelo Teorema de Duhamel	
ψ	Limite inferior utilizado pela formula de Leibniz	

Subscritos

l	Relativo à superfície S_l
m	Relativo à aproximação numérica do tempo
n	Relativo à aproximação numérica
r	Relativo a tempos futuros

Sobrescritos

"	Relativo a fluxo
→	Relativo a vetor
=	Relativo à matriz quadrada
q	Contador do número de iterações
T	Relativo a transposta

Abreviaturas

<i>Temp</i>	Temperatura
<i>Est</i>	Estimado
<i>Exp</i>	Experimental
<i>Num</i>	Numérico
0	Inicial

Siglas

CAD	“Computer Aided Design” – Projeto Auxiliado por Computador
CFD	“Computational Fluid Dynamics” - Dinâmica dos Fluidos Computacional
DOE	“Design of Experiments” – Projeto de Experimentos
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
IEPG	Instituto de Engenharia de Produção e Gestão
MDF	Método das Diferenças Finitas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
RMS	“Root Mean Square” – Erro médio Quadrático
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
UFV	Universidade Federal de Viçosa

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Processos sujeitos a transferência de calor são comuns em diversos problemas da engenharia, na indústria e na própria natureza. Em consequência da crescente demanda por equipamentos e processos, de eficiência energética cada vez maiores, torna-se essencial conhecer as taxas de transferência de calor e os campos de temperatura nesses processos. Assim, é necessário entender, controlar ou mesmo aperfeiçoar tais processos, podendo ser eles metalúrgicos, químicos ou de qualquer outra natureza. Entretanto, estudá-los pode ser uma tarefa difícil, requerendo o uso de diversas ferramentas matemáticas e técnicas experimentais. Quando é possível fazer essa modelagem, na maioria das vezes, não é possível chegar a solução através somente de técnicas simples.

Há inúmeras técnicas para estudar a transferência de calor, e todas elas até então, requerem o prévio e preciso conhecimento das condições em que se encontra o sistema, no início do processo a ser analisado. Outro critério importante a ser considerado, é a natureza deste processo, pois isto irá definir qual técnica trará melhores resultados. Casos como esses, em que são conhecidas previamente as condições de entrada do problema, são os chamados Problemas Diretos. Embora, essas técnicas comuns, na maioria das vezes, permitissem aos engenheiros e pesquisadores, obter uma resposta satisfatória em diversas ocasiões, haviam ainda muitos outros problemas que não eram possíveis de serem abordados satisfatoriamente, por desconhecimento dos dados de entrada. Foi então que surgiu uma nova classe de técnicas, que constituem as chamadas Técnicas de Problemas Inversos.

As Técnicas de Problemas Inversos vieram para resolver uma enorme gama de problemas, que até então, eram tratados de modo insatisfatório, pelas técnicas convencionais.

Na verdade, as Técnicas Inversas vieram como um complemento às técnicas diretas, visto que permitem estimar as informações que faltavam para que um problema fosse tratado de modo direto. As Técnicas de Problemas Inversos possuem aplicações em inúmeras áreas, como por exemplo, em engenharias mecânica, nuclear, aeroespacial e de materiais, em medicina e em outras. Algumas situações recomendadas para a aplicação de Técnicas Inversas são as que envolvem elevadas temperaturas, risco à saúde do ser humano e/ou inacessibilidade à região, em que se deseja fazer a medição de um parâmetro desconhecido. As Figuras 1.1 e 1.2 exemplificam algumas aplicações para técnicas de problemas inversos, em que a medição direta da temperatura é muito difícil, em consequência dos elevados patamares de temperatura ou por colocarem em risco a saúde humana. Na Figura 1.1 tem-se um ônibus espacial, cuja fuselagem é submetida a um elevado fluxo de calor, criado pelo atrito com o ar, em elevados números de Mach. Estudos como este permitem aos engenheiros projetar uma barreira de proteção térmica da fuselagem, de maior eficiência.



Figura 1.1: Superaquecimento do ônibus espacial durante reentrada na atmosfera.

(<http://rocketry.wordpress.com/>)

Na Figura 1.2 é mostrado o interior de um reator nuclear, onde estão contidas as varetas de urânio. Em situações como esta, a instrumentação para mensurar diretamente o calor gerado pelo combustível nuclear colocaria em risco toda a instalação do reator e a saúde de pessoas. Para isso não ocorrer, pode-se instalar os instrumentos na parte externa do reator, numa região segura, e posteriormente se obter a temperatura no interior do reator.

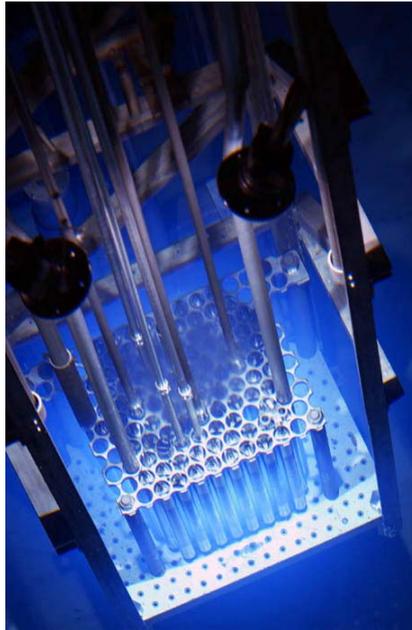


Figura 1.2: Monitoramento da temperatura no interior de reatores nucleares.

(<http://www.rps.psu.edu>)

Embora tenham ocorrido progressos em tecnologias de instrumentação, equipamentos e programas computacionais, estudar, controlar e até mesmo monitorar processos de transferência de calor, em muitos casos, ainda é algo difícil de se fazer. Assim, torna-se vital buscar os melhores procedimentos, visando uma maior eficiência e baixo custo dos processos. Por isso, neste trabalho é proposta uma metodologia para estimar o fluxo de calor em meios sólidos a partir dos sinais de temperatura em regiões de acesso, aplicando Técnicas Inversas.

O diferencial deste trabalho é conciliar Técnicas Inversas com o pacote computacional comercial *ANSYS CFX*[®]. O objetivo de desenvolver esta metodologia é aplicá-la em ferramentas de torneamento, cujo desempenho é afetado pelas elevadas temperaturas que aparecem durante o processo de usinagem. Isto ocorre porque as propriedades termofísicas se deterioram com a elevação de temperatura, logo a ferramenta de corte tem sua vida reduzida e os custos dos processos de usinagem tornam-se maiores. Medir a temperatura na ponta da ferramenta é muito difícil, devido à constante presença do cavaco, logo a solução é usar técnicas inversas para obter a temperatura numa região que não há presença de cavacos e com esta temperatura, obter todo o campo de temperatura na ferramenta e o fluxo de calor aplicado na região de contato, devido à usinagem.

O *ANSYS CFX*[®] tem a versatilidade de aceitar inúmeras condições de contorno e iniciais, permitindo a atualização do modelo computacional para diversas situações diferentes.

Outra vantagem é permitir aos usuários editar geometrias que representem praticamente qualquer situação a ser estudada.

O *ANSYS CFX*[®] é um programa já consolidado em aplicações de engenharia que, resolve as equações de conservação discretizadas usando o método dos volumes finitos. A sua versatilidade para importação de malhas e sua capacidade em simular diferentes problemas são exemplos que o faz ser amplamente utilizado em diversas frentes como em transferência de calor.

Problemas de transferência de calor abrangem diversas técnicas como métodos experimentais, numéricos, analíticas e até uma combinação entre técnicas inversas e algoritmos de otimização em conjunto com métodos numéricos e/ou experimentais. É usual a combinação de duas ou mais destas técnicas como podem ser vistos nos trabalhos citados no Capítulo 2.

No Capítulo 3 são apresentados os modelos térmicos para o estudo das técnicas de problemas inversos. O modelo térmico é descrito através de formulações de problemas de condução de calor uni e tridimensional, em regime transiente. Também são apresentadas a função objetivo a ser minimizada e uma descrição detalhada das técnicas de problemas inversos usadas neste trabalho.

No Capítulo 4 são abordados tanto os equipamentos utilizados quanto os procedimentos aplicados na realização dos ensaios experimentais. Estes ensaios tiveram a função de fornecer dados experimentais para serem confrontados com os resultados numéricos, podendo assim, validar a metodologia proposta no trabalho.

Por sua vez, o Capítulo 5 traz uma abordagem mais detalhada sobre o acoplamento entre o pacote comercial *ANSYS CFX*[®] e as técnicas de problemas inversos. Neste capítulo é mostrado também como o *ANSYS CFX*[®] aplica o método dos volumes finitos para resolver as equações diferenciais que regem o problema térmico de condução de calor.

Os resultados experimentais são apresentados no Capítulo 6. Estes resultados incluem comparações entre temperatura numérica e experimental, como também entre fluxo estimado e experimental, para casos uni e tridimensionais. Tais resultados foram obtidos usando a técnica da Função Especificada e o algoritmo de otimização Direção Conjugada.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões do uso das técnicas inversas, aplicada a problemas de transferência de calor por condução nos modelos térmicos uni e tridimensionais. Ficam também sugeridas, propostas para trabalhos futuros de aplicação de técnicas inversas aliadas a pacotes computacionais comerciais, como o *ANSYS CFX*[®], assim como melhorias nas aplicações das técnicas de problemas inversos.

No Apêndice A, é mostrado o equacionamento do Método de Stolz. Este é o método a partir do qual, foi desenvolvida a técnica inversa conhecida por Função Especificada apresentada no Capítulo 3.

No Apêndice B é apresentada a metodologia que está sendo desenvolvida para a continuação deste trabalho, para aplicação em um conjunto ferramenta e porta ferramenta.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão de algumas publicações que trataram direta e indiretamente de tópicos importantes para o desenvolvimento deste trabalho. Uma ênfase na importância de conhecer os campos de temperatura e o fluxo de calor, aplicados em diversos processos na engenharia também é apresentada nesta parte. O conhecimento preciso do campo de temperatura em um determinado processo da engenharia, como por exemplo, o de fabricação, muitas vezes não é possível. Em virtude disso, é comum buscar ferramentas numéricas como os métodos dos elementos finitos, diferenças finitas e volumes finitos, para resolver as equações que regem o modelo térmico do sistema em questão. Com a evolução dos computadores e das técnicas numéricas, naturalmente, surgiram programas dedicados a resolver estes problemas. Todavia, o uso somente do programa numérico como por exemplo o *ANSYS CFX*[®], para obter estes campos de temperatura fica limitado, uma vez que nem sempre é possível conhecer exatamente as condições de contorno para a solução direta do problema. Um tipo de condição de contorno que surge na maioria destes processos é o de fonte de calor (fluxo de calor prescrito) que não se encontra disponível. Assim, uma metodologia adicional deve ser empregada junto ao programa computacional, para obtenção desta fonte de calor desconhecida, com isso surgem os chamados problemas inversos.

No geral na engenharia, principalmente em transferência de calor os problemas térmicos podem ser classificados em relação à maneira com que são abordados, em duas classes que são respectivamente, os Problemas Diretos e os Problemas Inversos. Estes conceitos são abordados nas próximas seções do texto.

A análise dos processos de transferência de calor é em muitos casos complexo, independente de o processo ocorrer por condução, convecção, radiação ou uma combinação destes. O correto conhecimento das condições iniciais, de contorno, bem como as propriedades termofísicas é condição primordial para uma abordagem correta e direta do problema.

Uma abordagem direta é aquela em que são conhecidas previamente as condições de contorno, as condições iniciais e as propriedades termofísicas do sistema. Entende-se por condição inicial sua temperatura inicial, o estado em que se encontra o sistema térmico, no início de observação do processo. Por condições de contorno, constitui-se a identificação das regiões do volume de controle, sujeitas a troca de calor, isolamento, convecção, radiação entre outras formas de troca de energia e massa. É importante também mensurar todos esses parâmetros que envolvem as condições de contorno. Apresenta-se na Figura 2.1 a abordagem aplicada a um problema direto.

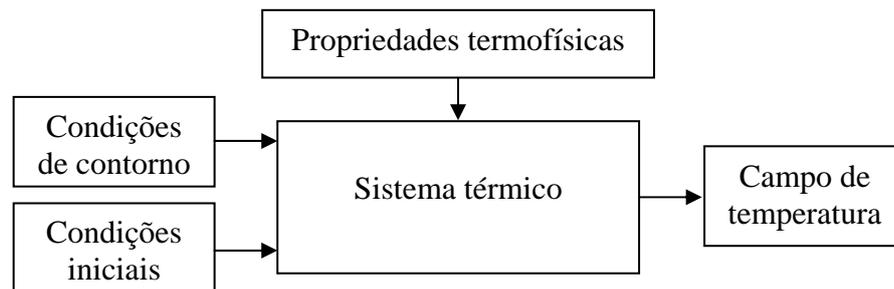


Figura 2.1: Abordagem típica de um Problema Direto em transferência de calor.

Embora a grande desvantagem de problemas diretos seja, na maioria das vezes, a dificuldade na definição de suas condições de contorno, o desenvolvimento de um modelo matemático que descreve este sistema é relativamente simples. Então, as dificuldades em se conhecer previamente as condições de contorno têm sido contornadas, com uso de equipamentos como câmaras termográficas, termopares e outros equipamentos. Essas técnicas, embora sejam simples e eficientes, em certos casos acarretam em perda de informações, alterações no domínio do sistema, não demonstrando a sua real condição. Além do mais, para cada situação, há um tipo adequado de equipamento a ser empregado. A necessidade de conhecer os campos de temperatura e fluxo de calor tem as mais diversas aplicações, como exemplo, tem-se os estudos sobre campos de temperaturas em processos de manufatura, em tribologia e diversas outras situações.

Além dos métodos experimentais, há também os métodos teóricos, que são o analítico e o numérico. Os métodos analíticos não têm um campo de aplicação vasto, em virtude de não serem aplicáveis casos com geometrias complexas, contudo servem para validar os modelos numéricos. Com a disponibilidade de recursos computacionais, os métodos numéricos, por serem mais robustos que os analíticos e de menor custo que os experimentais, ganharam espaço nos estudos de transferência de calor. Os métodos numéricos podem ser aplicados tanto a casos simplificados como nos mais complexos da engenharia. A consequência disto foi o surgimento de diversos *softwares* comerciais, especializados em resolver problemas térmicos usando diferentes métodos numéricos.

2.1 – ANÁLISE EXPERIMENTAL EM PROBLEMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Indiferente da razão pela qual busca-se conhecer os campos de temperatura e fluxo de calor, a instrumentação utilizada em técnicas experimentais é parte importante do trabalho e tem reflexo direto sobre a qualidade dos dados aquisitados. Isso significa que para cada situação, há um tipo adequado de instrumentação a ser empregado, considerando as vantagens e desvantagens de cada sistema.

O uso de termopares é bastante comum devido ao fácil manuseio e ao baixo custo, contudo, a sua desvantagem é o correto posicionamento. Há vários tipos de termopares diferentes, por exemplo, no que diz respeito aos materiais com que são feitos. Isto também deve ser levado em conta na hora de escolher o termopar a ser usado. Termopares podem ser inseridos usando microfuros, como em Tay (1991). A desvantagem deste método é que, por menor que seja este microfuro, ocorre uma mudança na geometria do corpo em questão. Em outras situações, em que não é possível usar termopares, pode-se usar câmeras infravermelhas como em Stephenson (1991). Neste trabalho, os autores empregaram tanto pirômetros quanto o método do efeito termopar ferramenta-peça para obter campos de temperatura em ferramentas de corte. A limitação do uso da câmera, assim como a inserção de termopares, foi dada pelo fato de não conseguir medir o perfil de temperatura exatamente na região de interface cavaco ferramenta, devido à presença constante do cavaco.

Além de termopares e câmeras, há diferentes maneiras de mensurar a temperatura (Komanduri e Hou, 2001a) como por exemplo, o pirômetro óptico, efeito termopar –

ferramenta, pinturas térmicas ou mudanças na microestrutura. No trabalho de Carvalho *et al.* (2009) também foram utilizados termopares, porém com o diferencial de terem sido fixados através de descarga capacitiva. Desta forma, a qualidade da solda pode trazer grande interferência no resultado quando ao metal depositado na solda, tem um volume significativo em relação ao domínio da geometria em estudo.

Freund e Kabelac (2010) também usaram câmeras de infravermelho para obter a leitura do campo de temperatura em superfícies aquecidas. O uso de câmera tem a vantagem de não perturbar o escoamento local, evitando erros nos cálculos do coeficiente de transferência de calor. A Figura 2.2 apresenta um exemplo de câmera infravermelha usada para medição de temperaturas. Equipamentos como câmeras infravermelhas e pirômetros calculam a temperatura a partir da radiação térmica emitida.



Figura 2.2: Exemplo de câmera infravermelha para medir temperaturas.
(<http://www.directindustry.es/>)

No item a seguir, são apresentados alguns métodos numéricos usados para resolver problemas de transferência de calor.

2.2 – MÉTODOS NUMÉRICOS E SUAS PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS

Em problemas envolvendo transferência de calor, seja por condução, convecção ou radiação, as equações que modelam-no podem ser escritas, por exemplo, na forma diferencial. Em algumas situações específicas, é possível adotar hipóteses simplificadoras como, regime permanente, propriedades constantes, material isotrópico. Tais hipóteses simplificadoras acabam trazendo as equações diferenciais parciais para equações diferenciais simples. Quando isto é possível, e dispendo das condições de contorno e iniciais, as equações têm soluções

analíticas simples. Contudo, a maior parte das situações práticas, não aceita hipóteses simplificadoras e ainda envolvem fatores agravantes como geometrias complexas, combinação de diferentes condições de contorno, variação das propriedades termofísicas no tempo e com o gradiente de temperatura, entre outros parâmetros. Para esta grande parte dos casos, as equações diferenciais parciais não podem ser simplificadas e tampouco tem solução analítica. Assim, a melhor maneira de analisar estes casos é lançando mão de métodos numéricos.

Os métodos numéricos constituem ferramentas de resolução de equações diferenciais e, conseqüentemente, tem aplicações em diversas áreas como transferência de calor, mecânica dos fluidos, resistência dos materiais, geologia entre outras ciências. Os métodos numéricos mais difundidos são os Métodos dos Elementos Finitos (MEF), das Diferenças Finitas (MDF) e dos Volumes Finitos (MVF) respectivamente. Estes métodos basicamente consistem em, discretizar o domínio contínuo do sistema em questão em domínios menores, tal como exemplificado pela Figura 2.3. Feito isso é então aplicada a estes domínios menores, equações algébricas que substituem as diferenciais, nos cálculos das grandezas de interesse

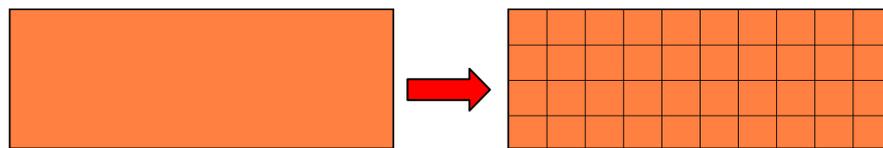


Figura 2.3: Discretização de um domínio contínuo.

O método dos elementos finitos e das diferenças finitas foram os primeiros a ganhar destaque. Desde então, muitas discussões foram travadas acerca da eficiência de cada um destes métodos em relação ao outro, embora tenham, historicamente, sido usados em aplicações distintas devido à natureza distinta dos problemas de mecânica estrutural e mecânica dos fluidos.

Em relação à natureza dos problemas físicos, o método dos elementos finitos ganhou destaque na área estrutural resolvendo problemas de elasticidade. Estes problemas são semelhantes aos casos não advectivos puramente difusivos da transferência de calor, lineares portanto. Por sua vez, o método das diferenças finitas foi preferido para resolver problemas da área fluida, envolvendo as equações de Navier-Stokes e seus termos não lineares.

Como o método das diferenças finitas (MDF) era aplicado a problemas de escoamento, seus usuários concentraram esforços em dominar as não linearidades (Maliska, 2004),

deixando de lado o tratamento em relação à geometria. Por isso, este método acabou sendo usado somente em geometrias que permitissem ser discretizadas segundo o sistema de coordenadas ortogonais. Isso não significa que este método não possa ser aplicado em geometrias complexas, mas apenas que o equacionamento para malhas que representem geometrias complexas é mais difícil.

Ainda segundo Maliska (2004), o método dos elementos finitos (MEF), teve seu desenvolvimento na área da elasticidade, usando malhas triangulares não estruturadas, que eram capazes de representar fielmente geometrias complexas. Assim, até meados de 1970, tinha-se o MDF, muito usado na área dos fluidos mas, incapaz de tratar geometrias complexas e o MEF hábil em relação a geometrias complexas e sem a capacidade de tratar termos advectivos, presentes em equações de movimentos. Somente anos mais tarde, o MEF passaram a tratar problemas advectivos.

Embora apresentassem resultados satisfatórios, havia sob certas circunstâncias, problemas de instabilidade numérica entre outros problemas, que acabou levando ao desenvolvimento do método dos volumes finitos, MVF. Este novo método também baseado em malhas faz uso da conservação das propriedades físicas em geral, ao longo de cada elemento da malha, ao contrário dos MEF e MDF que são não conservativos e tem seus cálculos aplicados em pontos nodais dos elementos das malhas. E o uso de sistemas de coordenadas generalizadas passaram a permitir o MVF tratar geometrias complexas. Em meados de 1970, novas ferramentas numéricas e uso de sistemas de coordenadas generalizadas, passaram a permitir que o MVF tratasse geometrias complexas enquanto que MEF passaram a tratar termos advectivos.

Para exemplificar aplicações dos métodos numéricos, tem-se Al-Sadah (1991) aplicando o Método das Diferenças Finitas em estudo de transferência de calor por convecção em cavidades cilíndricas concêntricas na vertical. Zhou e Clode (1998) estudaram o aquecimento em amostras de alumínio 5052, devido à deformações plástica, com uso do Método dos Elementos Finitos para resolver as equações governantes de condução de calor. Komanduri e Hou (2001b), analisaram os campos de temperaturas entre partes móveis, como mancais, em função do atrito, utilizando o Método dos Elementos Finitos, comparando os resultados numéricos com resultados analíticos e experimentais. Outros trabalhos que utilizaram o método dos elementos finitos foram Özel e Altan (2000) e Grzesik *et al.* (2005) na modelagem de um processo de usinagem apresentando resultados da temperatura durante a usinagem.

Com algumas melhorias nestes métodos numéricos, não demorou a surgir aplicações híbridas, envolvendo mais de um método com o objetivo de unir as vantagens de cada método. Wang e Tian (2005) usaram um método híbrido, no qual o Método dos Elementos Finitos foi empregado para a discretização da geometria, de um material não homogêneo, e gerar as respectivas equações algébricas, enquanto que o Método das Diferenças Finitas era utilizado para avaliar o campo térmico, em regime transiente. Estes métodos híbridos também foram usados na simulação do processo de fundição e tratamento térmico, como demonstrado por Rouboa e Monteiro (2008).

Outras aplicações do método dos elementos finitos para estudar processos de fabricação como soldagem foram Zeng *et al.* (2009) e Hamilton *et al.* (2010). Em soldagem, o acompanhamento dos parâmetros térmicos tem efeito direto sobre a qualidade da solda, como penetração, taxa de deformação e outros. A construção civil também apresenta relação com processos de transferência de calor. Por isso Xiaoxiang e Weihao (2010) apresentaram estudos numéricos, usando a formulação em elementos finitos, sobre contornos de temperatura em concreto, em função de parâmetros como temperatura ambiente, espessura da camada de concreto, e outros.

O MVF, se diferencia dos MEF e MDF pelo fato de garantir a conservação das quantidades de energia, massa e momento em cada volume do domínio. Dentre os trabalhos que utilizaram este método pode-se citar Lipchin e Brown (2000). Nesse trabalho, o MVF foi usado de modo combinado com o MEF, de forma que o MEF tratava a parte difusiva e o MVF foi utilizado nos cálculos de transferência de calor por convecção no dado problema. Chang e Chang (2006) também usaram o MVF na determinação de propriedades termofísicas. Naturalmente, o MVF também passou por evoluções e surgiram alguns derivados deste método como o MVF Baseado em Elementos Finitos (Maliska, 2004) que adota as funções de forma para interpolação, do MEF.

2.3 – PROBLEMAS INVERSOS

Em um problema inverso busca-se determinar as causas desconhecidas de um fenômeno qualquer baseando na análise de seus efeitos, isto é, procura-se obter a solução do problema físico de maneira indireta. De acordo com Vogel (2002), problemas inversos

podem ser aplicados em áreas abrangendo desde aplicações em biomedicina quanto na modelagem de problemas geofísicos.

Beck *et al.* (1985), apresentaram várias técnicas de problemas inversos, como o Método da Função Especificada, Método da Regularização de Tikhonov, entre outras. Para Özisik e Orlande (2000), as Técnicas Inversas podem também ser empregadas em muitas outras situações, como:

- Estimar propriedades termofísicas;
- Estimar condições iniciais e de contorno;
- Controle e otimização de processos químicos industriais;
- Estimar formas e contornos de corpos, para aplicações aerodinâmicas.

Ainda de acordo com Özisik e Orlande (2000), o critério para escolher a técnica inversa, adequada a cada situação depende de fatores como a natureza do processo de transferência de calor, os quais podem ser:

- Condução;
- Convecção (natural ou forçada);
- Radiação;
- Mudança de fase;
- Condução e convecção simultâneos;
- Condução e radiação simultâneos.

Além dos critérios que levam em conta a natureza do problema, há o critério que se baseia no parâmetro que se deseja estimar. De acordo com este critério, o problema inverso pode ser classificado em:

- Problema inverso de condição inicial;
- Propriedades termofísicas;
- Condições de contorno;

- Termo fonte;
- Características geométricas.

Os critérios se aplicam a casos uni, bi ou tridimensionais de transferência de calor, indiferente de serem lineares ou não lineares. Situações reais onde as técnicas inversas podem ser usadas para estimar propriedades termofísicas são dadas por Dowding *et al.* (1996), Zueco *et al.* (2004) e Carollo (2010).

Quando aplicados a problemas térmicos, as Técnicas Inversas consistem em determinar as condições de contorno e/ou a condição inicial. Nos trabalhos de Huang e Wang (1999), Huang e Wang (2000), Battaglia *et al.* (2001) e Shiguemori *et al.* (2002) as técnicas inversas foram usadas para estimar o fluxo de calor em problemas envolvendo transferência de calor ora por condução ora por convecção. Para isso é feita a medição da temperatura, através da inserção de termopares, colocados em pontos de fácil acesso. Para que a Técnica Inversa apresente um bom resultado em estimar o fluxo de calor, é necessário que, o termopar esteja posicionado numa região de alta sensibilidade, ou seja, em um ponto onde ocorram significativas variações de temperatura em função do fluxo de calor aplicado. A sensibilidade representa o quanto a temperatura, num determinado ponto, está variando em função do fluxo de calor aplicado. Uma definição mais abrangente do conceito de sensibilidade é dado por Beck *et al.* (1985), sendo definido como a derivada primeira, de uma variável dependente, como a temperatura, em relação à um parâmetro desconhecido, como o fluxo de calor. A Equação (2.1) representa matematicamente o que é a sensibilidade.

$$\varphi = \frac{\partial T}{\partial q_0} \quad (2.1)$$

sendo φ o coeficiente de sensibilidade.

Uma vez que a sensibilidade representa o quanto a temperatura num ponto varia em função do fluxo de calor aplicado, é importante que este ponto seja de alta sensibilidade. A importância em se posicionar o termopar, em uma região de elevada sensibilidade é que, os ruídos presentes no sinal terão seus efeitos amenizados. Caso ocorra o contrário, a presença de ruídos pode ter um efeito mais significativo no sinal de temperatura, do que o efeito conseqüente da presença do fluxo de calor. A conseqüência disto é que a estimativa do parâmetro de interesse terá grandes desvios em relação ao seu valor real. Dessa forma, o

termopar deve ser posicionado considerando não somente a acessibilidade como também a sensibilidade da região em relação ao fluxo de calor. O critério da sensibilidade deve ser empregado a fim de minimizar os efeitos de ruído e os erros de medição no sinal de temperatura.

Em muitas aplicações de Técnicas Inversas é comum usar dados experimentais não só de temperatura, mas também de outros parâmetros como pressão, concentração, entre outros. Nessas situações, o coeficiente de sensibilidade deve ser tratado na forma matricial, conforme indicado abaixo.

$$\varphi = \left[\frac{\partial T^T(P)}{\partial P} \right]^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial T_1}{\partial P_1} & \frac{\partial T_1}{\partial P_2} & \frac{\partial T_1}{\partial P_3} & \cdots & \frac{\partial T_1}{\partial P_N} \\ \frac{\partial T_2}{\partial P_1} & \frac{\partial T_2}{\partial P_2} & \frac{\partial T_2}{\partial P_3} & \cdots & \frac{\partial T_2}{\partial P_N} \\ \frac{\partial T_3}{\partial P_1} & \frac{\partial T_3}{\partial P_2} & \frac{\partial T_3}{\partial P_3} & \cdots & \frac{\partial T_3}{\partial P_N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial T_I}{\partial P_1} & \frac{\partial T_I}{\partial P_2} & \frac{\partial T_I}{\partial P_3} & \cdots & \frac{\partial T_I}{\partial P_N} \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

sendo N o número total de parâmetros desconhecidos, I é o número total de medidas e P é um parâmetro qualquer. Em notação indicial torna-se:

$$\varphi_{ij} = \left[\frac{\partial T_i}{\partial P_j} \right] \quad (2.3)$$

O tratamento do coeficiente de sensibilidade na forma matricial permite conhecer a sensibilidade em função de todos os parâmetros que influenciam a variável que está sendo medida, melhorando significativamente o cálculo da variável desconhecida (Özisik, 1993).

2.4 – USO COMBINADO DO ANSYS CFX® E PROBLEMAS INVERSOS

Os softwares usados para resolver problemas de CFD, possibilitam a importar a geometria gerada por outros programas de CAD como *CATIA V5®*, *ProEngineer®*, bem como a malha, de programas como o ICEM CFD. Isso permite editar geometrias que representem fielmente o domínio do problema em questão

No que diz respeito ao uso de técnicas de problemas inversos, muitos pesquisadores têm buscado acoplar à *softwares* consagrados como o *ANSYS CFX*[®] com essas técnicas. O uso combinado de Técnicas Inversas e *softwares* de CFD tem permitido grandes avanços nas pesquisas, visto que tanto o *software* quanto as técnicas já foram validados por diversos trabalhos já publicados. Algumas destas possíveis aplicações são:

- Determinar a temperatura na câmara de combustão de um motor a pistão;
- Estimar o fluxo de calor gerado sobre a fuselagem de um veículo espacial durante a sua reentrada na atmosfera;
- Melhorar e implementar novos processos farmacêuticos e químicos;
- Monitoramento do processo de soldagem;
- Determinar o campo de temperatura em ferramentas de corte;

A vantagem desta união é a versatilidade do *software* em importar geometrias, bem como especificar condições de contorno, o que facilita os estudos de problemas inversos em condução de calor. Huang e Chen (1999) realizaram um estudo do fluxo de calor por convecção forçada em um modelo térmico tridimensional, em regime transiente, empregando o software comercial *ANSYS CFX*[®] 4.2, aliado a técnica da direção conjugada. Huang *et al.* (2005) usaram a técnica inversa baseada no método da máxima descida ao analisar a distribuição tridimensional de temperaturas em ferramentas de corte. Nesse trabalho, a técnica inversa junto a técnica máxima descida foram usadas para minimizar o erro entre o fluxo de calor estimado e o experimental. Junto à técnica inversa, foi empregado o software *ANSYS CFX*[®] 4.4 para resolver a equação da difusão do calor. Huang *et al.* (2007) aplicaram a técnica da máxima descida para estimar o fluxo de calor no processo de furação de ligas de titânio. Nesse estudo, o software comercial *ANSYS CFX*[®] 4.4 foi empregado junto ao algoritmo inverso para estimar o fluxo de calor resultante na broca durante esta operação.

Além das vantagens mencionadas acima, o uso acoplado do pacote *ANSYS CFX*[®] com as técnicas de problemas inversos, tem o diferencial de indicar o ponto de maior sensibilidade, ou seja, a região que mais sofrerá variação de temperatura em consequência do fluxo de calor aplicado. Como já mencionado, isto é importante para que os ruídos não sejam de maior magnitude que o próprio sinal de temperatura. Como será apresentado no Capítulo 3, ruídos no sinal de temperatura, como demonstrado por Beck *et al.* (1985), por menores que sejam,

causam grandes desvios nos valores do fluxo de calor estimado. Dessa forma, o uso de programas computacionais também auxiliam na hora de instrumentar o sistema a ser analisado, para que se possa obter resultados numéricos mais próximos aos experimentais.

No Capítulo 3 são apresentados o desenvolvimento dos modelos térmicos teóricos e o equacionamento do método da Função Especificada, com base no Método de Stolz. apresentada nesse capítulo A Técnicas Inversas também baseada nos algoritmos de otimização Direção Conjugada.

Capítulo 3

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Como mencionado anteriormente, o objetivo deste trabalho é apresentar uma metodologia para estimar o fluxo de calor aplicado em amostras metálicas, a partir de medidas de temperatura obtidas em uma região de fácil acesso. Para isso, foram utilizados modelos térmicos que pudessem representar o processo de transferência de calor por condução, tanto unidimensional quanto tridimensional, em regime transiente. Com esses modelos térmicos, foram obtidos os resultados numéricos, e estes comparados com os respectivos resultados experimentais a partir da estimação do fluxo de calor usando técnicas de problemas inversos.

Apresentam-se na primeira parte deste capítulo os modelos térmicos utilizados no problema direto. O problema direto é aquele em que se conhece o termo fonte, por exemplo, o fluxo de calor, e a partir da solução da equação da difusão, obtém-se a temperatura. A segunda parte consiste na apresentação das técnicas de problemas inversos, Função Especificada e Direção Conjugada. Na parte final deste capítulo é apresentada a metodologia empregada para a solução dos modelos térmicos

3.1 MODELO TÉRMICO UNIDIMENSIONAL

Para a solução do modelo térmico unidimensional, utilizou-se uma amostra como apresentado, pela Figura 3.1. Esta amostra metálica é submetida a um fluxo de calor uniforme e constante na sua superfície superior, enquanto que suas demais superfícies estão isoladas. A amostra é homogênea, possui espessura H e encontra-se a uma temperatura inicial T_0 . Para garantir que o fluxo de calor seja unidimensional, adotou-se uma espessura H aproximadamente

cinco vezes menor que o comprimento L e à largura W conforme Figura 3.1. A distribuição temporal da temperatura foi obtida com a fixação de um sensor na superfície oposta à de aquecimento como mostrado na Figura 3.2.

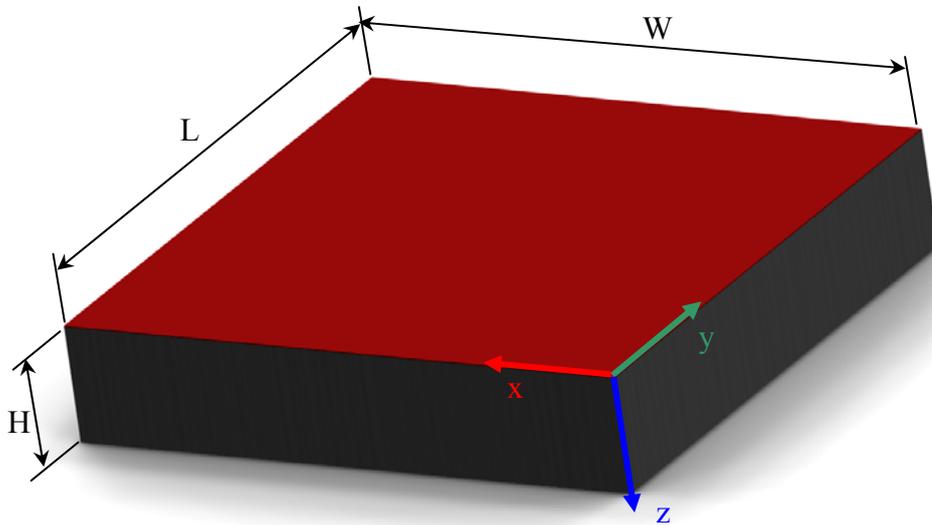


Figura 3.1: Vista em perspectiva de uma amostra.

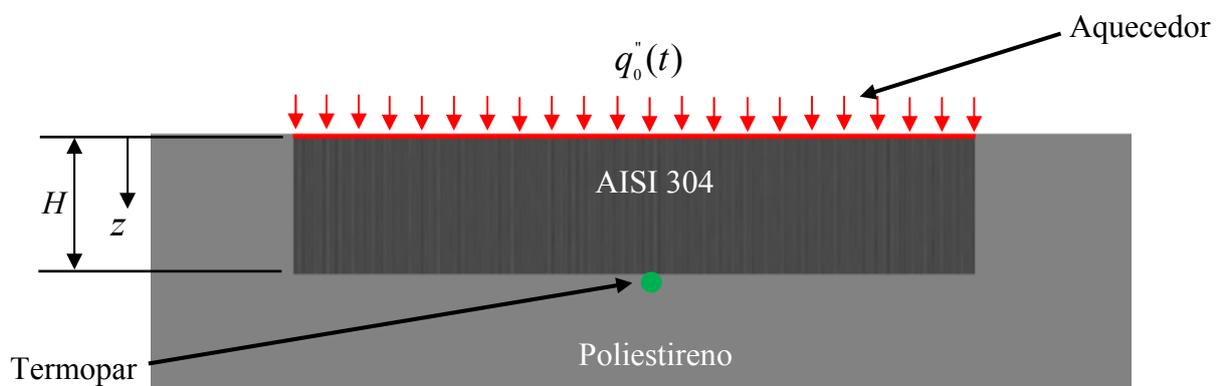


Figura 3.2: Vista lateral em corte, de uma amostra metálica de aço AISI 304 com fluxo de calor imposto e isolamento.

A equação da difusão de calor, em coordenadas cartesianas, para o modelo térmico unidimensional, pode ser escrita como sendo:

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

sujeita às seguintes condições de contorno:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial z}(z, t) = q_0'' \text{ em } z = 0 \quad (3.2)$$

e

$$\frac{\partial T}{\partial z}(z, t) = 0 \text{ em } z = H \quad (3.3)$$

e como condição inicial:

$$T(z, t) = T_0 \text{ em } t = 0 \quad (3.4)$$

sendo T_0 a temperatura inicial, t a variável tempo, α a difusividade térmica do material da amostra, λ a condutividade térmica da amostra e z a coordenada cartesiana na direção de propagação de calor.

3.2 MODELO TÉRMICO TRIDIMENSIONAL

O modelo térmico tridimensional é apresentado abaixo, em vista lateral, pela Figura 3.3. Neste modelo térmico, tem-se também uma amostra metálica em que, parte de sua superfície superior está submetida a um fluxo de calor, uniforme e constante, sendo suas demais superfícies sujeitas à condição de isolamento térmico. Neste modelo, foram fixados os sensores de temperatura em duas posições distintas para se ter mais informações para a solução do problema inverso.

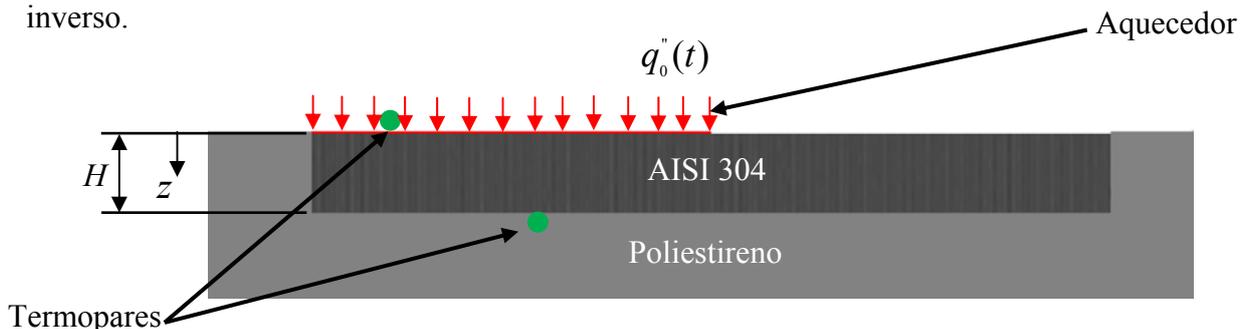


Figura 3.3: Vista lateral em corte, da amostra metálica.

A região sujeita ao aquecimento e as demais regiões isoladas, do modelo térmico tridimensional são mostradas na Figura 3.4.

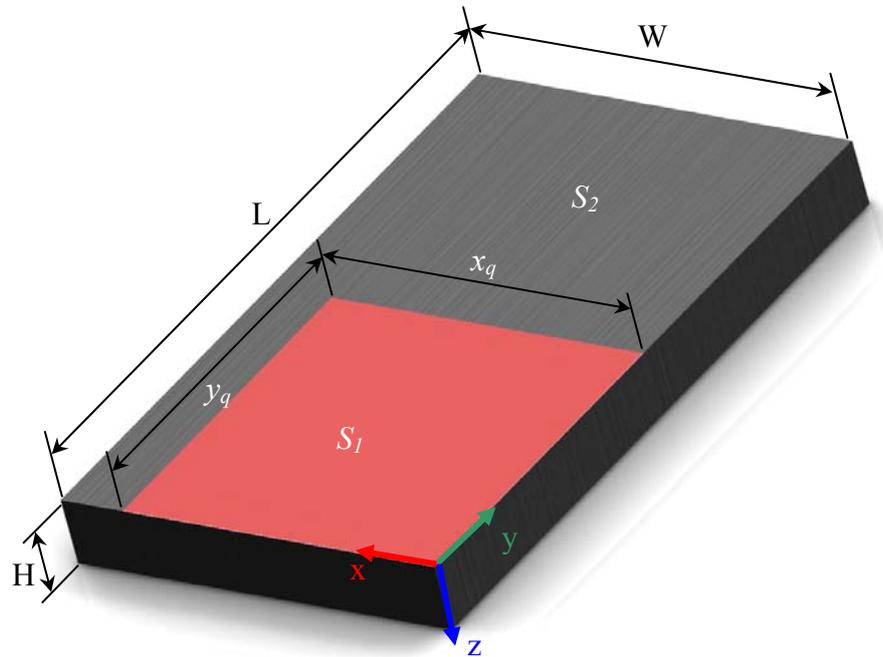


Figura 3.4: Modelo térmico tridimensional em perspectiva.

O problema térmico apresentado nas Figuras 3.3 e 3.4, pode ser descrito pela equação da difusão de calor tridimensional transiente, ou seja:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}(x, y, z, t) + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}(x, y, z, t) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}(x, y, z, t) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}(x, y, z, t) \quad (3.5)$$

com:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial z}(x, y, 0, t) = q_0'' \text{ em } S_1, (0 \leq x \leq x_q, 0 \leq y \leq y_q) \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z}(x, y, 0, t) = 0 \text{ em } S_2, (x, y \in S / (x, y) \notin S_1) \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x}(0, y, z, t) = \frac{\partial T}{\partial x}(W, y, z, t) = \frac{\partial T}{\partial y}(x, 0, z, t) = \frac{\partial T}{\partial y}(x, L, z, t) = \frac{\partial T}{\partial z}(x, y, H, t) = 0 \quad (3.8)$$

e à condição inicial dada por:

$$T(x, y, z, t) = T_0 \text{ em } t = 0 \quad (3.9)$$

sendo S_1 a área sujeita ao fluxo de calor na face superior da amostra e S_2 a área sujeita ao isolamento na face superior da amostra, S representa a superfície dada por $(0 \leq x \leq W, 0 \leq y \leq L)$ e x, y, z as coordenadas cartesianas na direção da propagação de calor.

3.3 FUNÇÃO OBJETIVO

Uma vez que o objetivo final de uma técnica inversa é estimar um parâmetro desconhecido, este deve ser de um valor cujo efeito, seja o mesmo causado pelos dados reais, ou apresentar o menor desvio possível entre os dados experimentais e calculados. Assim tem-se que, a resolução de problemas inversos ocorre em função de minimizar uma função objetivo, que é dada pela Equação 3.10. A temperatura experimental é obtida a partir de termopares ou alguma outra forma de medição, enquanto a temperatura numérica é obtida a partir da solução da equação da difusão, obtida de acordo com as condições inicial e de contorno para o modelo térmico.

$$F = \sum_{p=1}^{ns} (T_{\text{exp}}(x, y, z, t)_p - T_{\text{num}}(x, y, z, t)_p)^2 \quad (3.10)$$

onde F é a função objetivo de erro quadrática, T_{exp} a temperatura experimental, T_{num} a temperatura calculada numericamente, ns o número de sensores usados e p o índice que denota o p -ésimo sensor empregado.

Em situações em que são usados somente um termopar para coletar as temperaturas experimentais, a Equação 3.10 torna-se a Equação 3.11. O uso de um sensor de temperatura é

suficiente para o caso unidimensional, em que a distribuição de temperatura é uniforme na amostra.

$$F = \sum_{i=1}^{np} (T_{\text{exp}}(x, y, z, t) - T_{\text{num}}(x, y, z, t))^2 \quad (3.11)$$

Para minimização das Equações (3.10 e 3.11), aplica-se as técnicas de problemas inversos para se encontrar o valor ótimo do fluxo de calor.

Como já mencionado no Capítulo 2, há várias Técnicas Inversas, sendo cada uma delas adequada a uma determinada situação e embora haja diferenças entre as técnicas, todas elas buscam minimizar uma função objetivo. As diferenças estão nas variáveis presentes na função objetivo e na maneira de minimizá-la. A seguir são apresentadas as técnicas de problemas inversos usadas neste trabalho.

3.4 TÉCNICAS DE PROBLEMAS INVERSOS

3.4.1 Função Especificada

A Técnica da Função Especificada é uma técnica inversa que já possui incorporada um processo de minimização da função objetivo dentro de seu algoritmo. Esta técnica surgiu como uma melhoria para a técnica de Stolz (Stolz, 1960) quando Beck *et al.* (1985) propuseram uma modificação para minimizar os efeitos de ruídos nos sinais de temperatura. Tal modificação foi introduzir o conceito de tempos futuros, que visa calcular a temperatura para instantes de tempo além do atual. E para um melhor entendimento do método da Função Especificada, é apresentado no Apêndice A, o Método de Stolz, com todo seu equacionamento.

O ponto de partida para o método da Função Especificada, é a Equação 3.12 (Equação A.35, Apêndice A). Esta equação indica a temperatura no ponto (x, y, z) no instante t_m , segundo o Método de Stolz. Esta temperatura no ponto $T(x, y, z)$, no instante t_m , é igual à temperatura T_0 deste mesmo ponto (x, y, z) no instante inicial, t_0 , somada à variação de temperatura devido ao fluxo de calor.

$$T(x, y, z, t_m) = T_0 + \sum_{n=1}^m q_n'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_{m-n}) \quad (3.12)$$

A partir desta equação, a Equação 3.13 (Equação A36, Apêndice A) é expandida para calcular a temperatura em instantes futuros.

$$\begin{aligned} T(x, y, z, t_m) &= T(x, y, z, t_{m-1}) + q_m'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_0) \\ T(x, y, z, t_{m+1}) &= T(x, y, z, t_{m-1}) + q_{m+1}'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_0) + q_m'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_1) \\ T(x, y, z, t_{m+2}) &= T(x, y, z, t_{m-1}) + q_{m+2}'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_0) + q_{m+1}'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_1) + q_m'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_2) \\ &\vdots \\ T(x, y, z, t_{m+r}) &= T(x, y, z, t_{m-1}) + q_{m+r}'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_0) + q_{m+r-1}'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_1) + \dots + q_m'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_r) \end{aligned} \quad (3.13)$$

em que r é o valor de tempos futuros, ou seja, quanto o instante de tempo escolhido está no futuro em relação ao instante de tempo atual. Contudo, a Equação 3.13 pode ser reescrita de forma mais compacta, assumindo a forma dada pela Equação 3.14:

$$T(x, y, z, t_{m+r}) = T(x, y, z, t_{m-1}) + \sum_{n=0}^r q_{m+r-n}'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_n) \quad (3.14)$$

Esta equação mostra que, a temperatura em uma certa posição (x, y, z) , em um instante de tempo t , é dada pela temperatura no instante de tempo anterior somada ao ganho de temperatura devido ao fluxo de calor aplicado. Ainda nesta equação, m , é o índice geral de tempo, n é o contador de tempos futuros, q'' é o fluxo de calor estimado e $\Delta\phi$ é o coeficiente de sensibilidade no ponto, no instante de tempo atual. O coeficiente de sensibilidade é definido como a primeira derivada da temperatura em relação ao parâmetro a ser analisado, neste caso, o fluxo de calor.

A Técnica da Função Especificada é utilizada para calcular o fluxo de calor no instante t e os fluxos de calor para os tempos futuros escolhidos. Contudo, estes ainda são desconhecidos, pois não foram calculados. Para contornar este problema, a técnica tem duas opções. A primeira consiste em adotar os valores futuros do fluxo de calor, sendo iguais ao fluxo de calor do instante atual, tal como representado pela Equação 3.15.

$$q''_{m+r} = q''_{m+r-1} = q''_{m+r-2} = \dots = q''_m \quad (3.15)$$

A outra maneira de contornar este problema é uma função para obter as intensidades dos fluxos de calor dos instantes futuros, e essas funções podem ser linear, quadrática, ou outra forma qualquer. Neste trabalho foi utilizada somente a primeira opção para estimar os valores de fluxo para os instantes futuros. Mudando a notação para o coeficiente de sensibilidade, empregado anteriormente na Equação 3.14, para a forma dada pela Equação 3.16, tem-se:

$$\sum_{n=0}^r \Delta\phi(x, y, z, \tau_n) = \phi(x, y, z, \tau_{r+1}) \quad (3.16)$$

Com isso, e tendo que os fluxos de calor futuros são dados pela Equação 3.15, e empregando a Equação 3.16, a Equação 3.14 pode ser rearranjada da seguinte forma:

$$T(x, y, z, t_{m+r}) = T(x, y, z, t_{m-1}) + q''_m \phi(x, y, z, \tau_{r+1}) \quad (3.17)$$

Em situações em que há comparações entre medidas experimentais e numéricas, sempre há pequenas diferenças de valores, ou desvios. Para avaliar, nesta técnica, os erros entre as temperaturas experimental e numéricas, define-se o funcional *Func*. Este funcional mensura os erros entre as temperaturas experimental e numérica não só para o instante de tempo atual como também para os tempos futuros. A equação que define esse funcional é dada por.

$$Func = \sum_{n=0}^r \left(T_{\text{exp}}(x, y, z, t_{m+n}) - T_{\text{num}}(x, y, z, t_{m+n}) \right)^2 \quad (3.18)$$

Substituindo a Equação 3.17 na Equação 3.18, chega-se a:

$$Func = \sum_{n=0}^r \left(T_{\text{exp}}(x, y, z, t_{m+n}) - (T(x, y, z, t_{m-1}) + \hat{q}_m'' \phi(x, y, z, \tau_{n+1})) \right)^2 \quad (3.19)$$

Os melhores resultados para o fluxo de calor são aqueles que fazem a Equação 3.19 atingir os menores resultados de temperatura. Conseqüentemente, para encontrar o valor de fluxo de calor que dê o menor valor para Equação 3.19, é preciso encontrar o mínimo desta função. Assim, basta derivar a Equação 3.19 em relação à q'' e igualar a zero:

$$\frac{\partial Func}{\partial \hat{q}_m''} = -2 \sum_{n=0}^r \left[(T_{\text{exp}}(x, y, z, t_{m+n}) - T(x, y, z, t_{m-1}) - \hat{q}_m'' \phi(x, y, z, \tau_{n+1})) \phi(x, y, z, \tau_{n+1}) \right] \quad (3.20)$$

Depois de algum algebrismo, a Equação 3.20 assume a seguinte forma:

$$\sum_{n=0}^r \left[(T_{\text{exp}}(x, y, z, t_{m+n}) - T(x, y, z, t_{m-1})) \phi(x, y, z, \tau_{n+1}) \right] - \hat{q}_m'' \sum_{n=0}^r \phi(x, y, z, \tau_{n+1})^2 = 0 \quad (3.21)$$

Isolando o termo \hat{q}_m'' , encontra-se a Equação 3.22, que representa o valor do fluxo estimado pela Técnica da Função Especificada:

$$\hat{q}_m'' = \frac{\sum_{n=0}^r \left[(T_{\text{exp}}(x, y, z, t_{m+n}) - T(x, y, z, t_{m-1})) \phi(x, y, z, \tau_{n+1}) \right]}{\sum_{n=0}^r \phi(x, y, z, \tau_{n+1})^2} \quad (3.22)$$

Esta técnica não apresenta problemas quanto à ruídos no sinal e pequenos incrementos de tempo, presentes no Método de Stolz. Ainda assim, Beck *et al.* (1985) apresentaram outra melhoria ao propor que o fluxo de calor estimado q'' seja calculado usando múltiplos sinais de temperatura. Isso aumenta a robustez do método e com isso, o fluxo de calor estimado \hat{q}_m''

assume um valor médio para a área abrangida pelos sensores. Logo, a Equação 3.22, para múltiplos sensores transforma-se em:

$$\hat{q}_m'' = \frac{\sum_{p=1}^{ns} \sum_{n=0}^r [(T_{\text{exp}}(x_p, y_p, z_p, t_{m+n}) - T(x_p, y_p, z_p, t_{m-1})) \phi(x_p, y_p, z_p, \tau_{n+1})]}{\sum_{p=1}^{ns} \sum_{n=0}^r \phi(x_p, y_p, z_p, \tau_{n+1})^2} \quad (3.23)$$

sendo ns o número de sensores de temperatura experimental e p seu respectivo contador.

A Função Especificada exige o cálculo do coeficiente de sensibilidade para estimar o fluxo de calor. Em muitos casos o cálculo do coeficiente de sensibilidade tem solução analítica. Todavia, devido a complexidade de sua obtenção, a solução analítica só foi usada para o modelo unidimensional. Para este caso, o coeficiente de sensibilidade foi calculado analiticamente usando funções de Green (Beck *et al.* 1992) como dado pela Equação 3.24.

$$\phi = \frac{\partial T}{\partial q''} \quad (3.24)$$

ou

$$\phi = T_0 + \frac{L}{K} \left[\frac{\alpha t}{L^2} + \frac{2}{\pi^2} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m^2} \cos\left(m\pi \frac{x}{L}\right) \left(1 - e^{-\frac{m^2 \pi^2 \alpha t}{L^2}}\right) \right] \quad (3.25)$$

Para o caso tridimensional, o coeficiente de sensibilidade foi calculado numericamente fazendo no problema direto o fluxo de calor igual a 1W/m^2 e a temperatura inicial igual a 0°C . Mais detalhes da validação deste procedimento podem ser obtidos no trabalho de Silva (2011).

3.4.2 Direções Conjugadas

Este método, também chamado de Gradiente Conjugado ou Método de Fletcher Reeves (Vanderplaats, 2005), requer somente uma pequena modificação no Método da Máxima Descida. O objetivo desta variação é reduzir o número de iterações necessárias para atingir a convergência. Também não exige grande esforço computacional.

Em sua primeira iteração, este método trabalha da mesma maneira que o Método da Máxima Descida, e a partir da segunda iteração em busca do ponto de mínimo, a direção de busca passa a ser definida pela Equação 3.26.

$$\vec{S}^q = -\vec{\nabla}F(\vec{X}^q) + \beta\vec{S}^{q-1} \quad (3.26)$$

sendo o escalar β , para a q -ésima iteração, definido por:

$$\beta_q = \frac{\left| \vec{\nabla}F(\vec{X}^q) \right|^2}{\left| \vec{\nabla}F(\vec{X}^{q-1}) \right|^2} \quad (3.27)$$

Dadas as condições iniciais, ou seja, o valor inicial das variáveis e conhecido \vec{S}^q , faz-se a minimização do intervalo de busca (Vanderplaats, 2005). Assim, as variáveis são atualizadas pela Equação 3.28.

$$\vec{X}^q = \vec{X}^{q-1} + \gamma_q^* \vec{S}^q \quad (3.28)$$

sendo \vec{X} o vetor das variáveis de projeto e γ_q^* é um escalar que determina a alteração do vetor \vec{X} . O algoritmo completo é descrito pela Figura 3.5.

O fato de \vec{X} ser definido como um vetor, deve-se a aplicações em que a função objetivo a ser minimizada envolve diversas variáveis. Em aplicações em que a função objetivo é unimodal, ou seja, o processo de minimização ocorre em torno de uma única variável, todos os vetores são reduzidos a simples escalares, e as matrizes, são reduzidas a vetores.

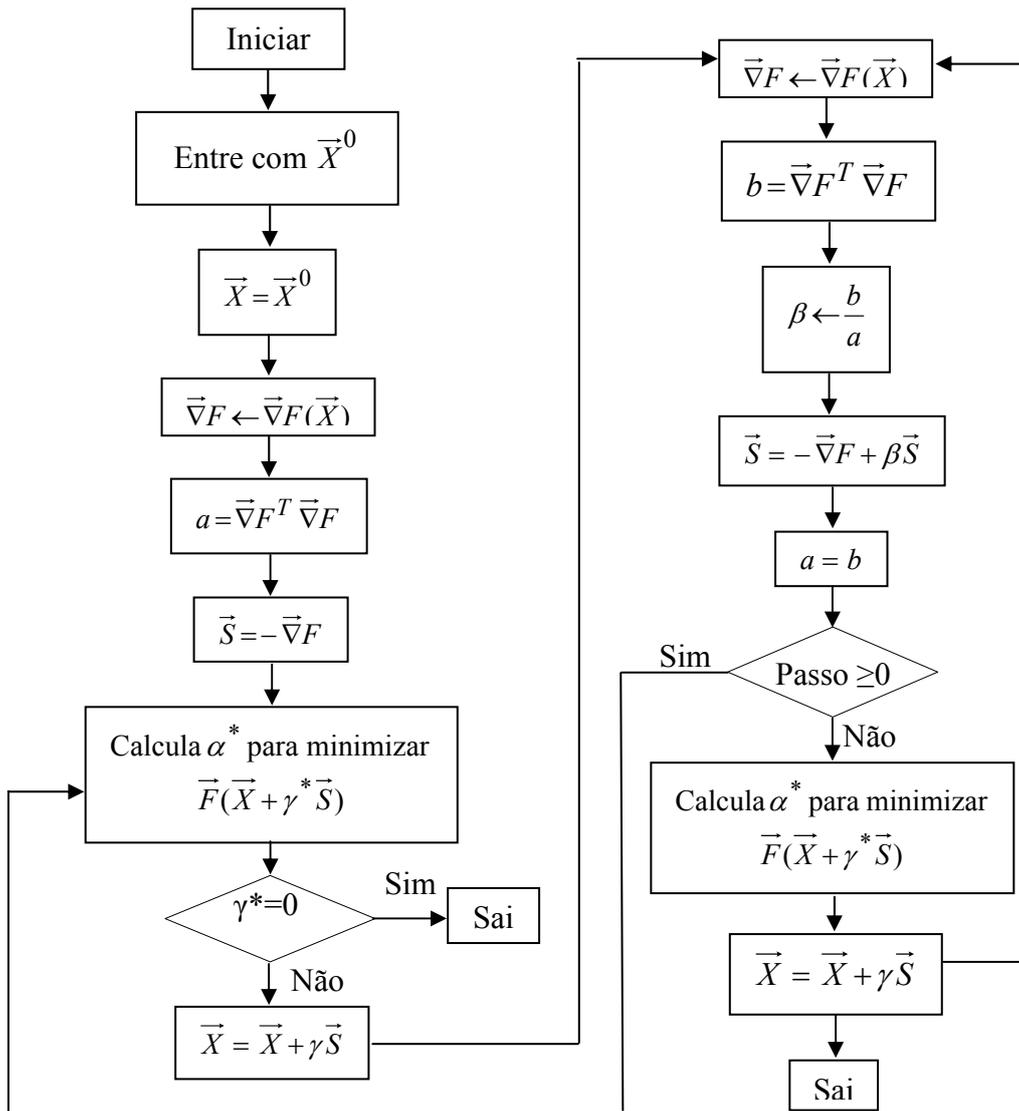


Figura 3.5: Algoritmo de otimização da técnica da Direção Conjugada.

No Capítulo 4 a seguir, são descritas as montagens realizadas para os experimentos controlados em laboratório, tanto para o caso uni quanto para o tridimensional.

Capítulo 4

MONTAGEM EXPERIMENTAL

4.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Com o objetivo de obter dados experimentais para validar a metodologia, foram realizados experimentos controlados em laboratório, utilizando o aparato experimental, segundo o diagrama esquemático mostrado pela Figura 4.1. Este diagrama apresenta o esquema de montagem de todos os equipamentos. Para uma melhor visualização, na Figura 4.2, é apresentada uma vista tridimensional da montagem.

Todo o aparato experimental consiste basicamente de uma fonte de alimentação, responsável por fornecer energia a um aquecedor resistivo. O aquecedor, por sua vez, aquece uma das superfícies das amostras metálicas montadas, dentro de uma estufa, a fim de minimizar efeitos da variação da temperatura ambiente. As demais superfícies destas amostras são isoladas. Os sinais de temperatura são medidos por termopares ligados a um sistema de aquisição de dados, controlado por um computador.

Como já mencionado no Capítulo 3, as técnicas de problemas inversos foram aplicadas em dois tipos de modelos térmicos, o unidimensional e o tridimensional. Em ambos os casos, foram usadas amostras homogêneas de aço inox AISI 304. As dimensões das amostras usadas no experimento unidimensional são de 49,90 x 49,90 x 10,90 mm (Figura 4.3a) e no tridimensional, são de 60,00 x 100,00 x 9,50 mm (Figura 4.3b).

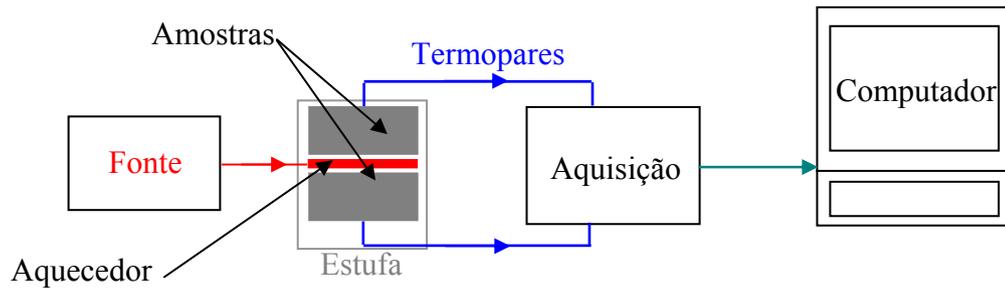


Figura 4.1: Diagrama esquemático da bancada experimental empregada nos ensaios.

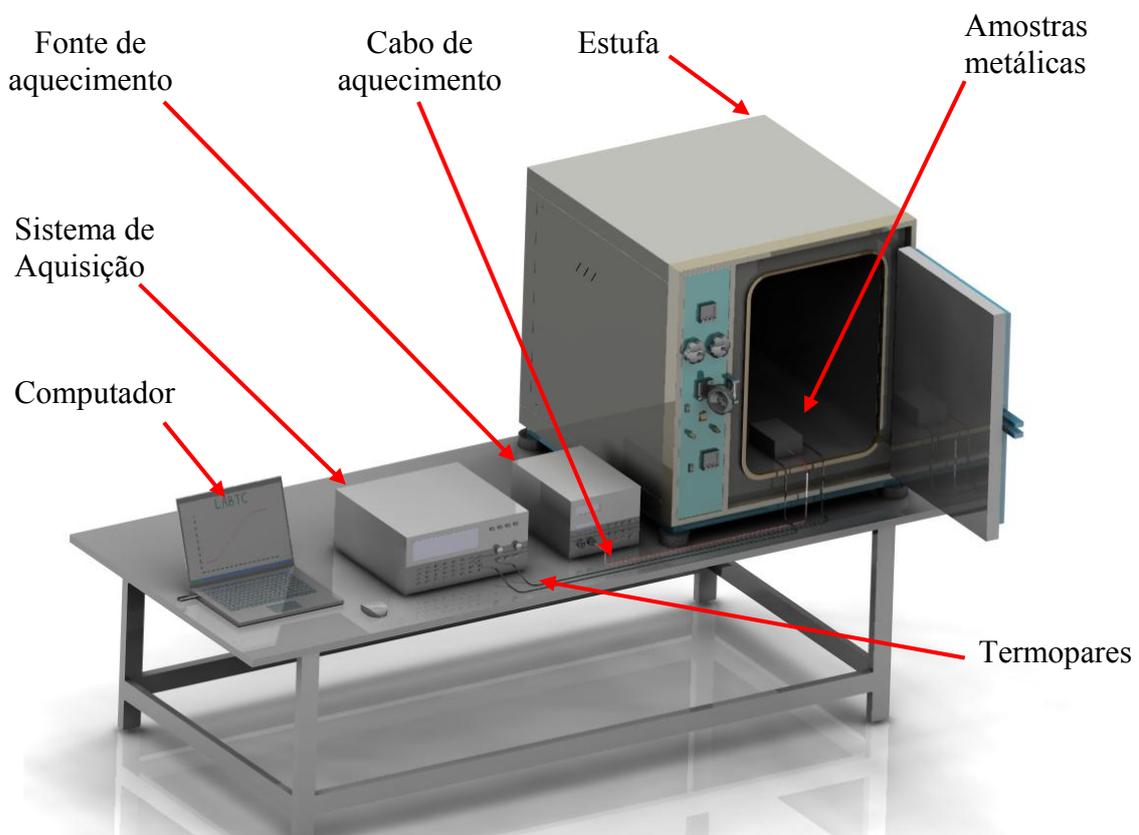
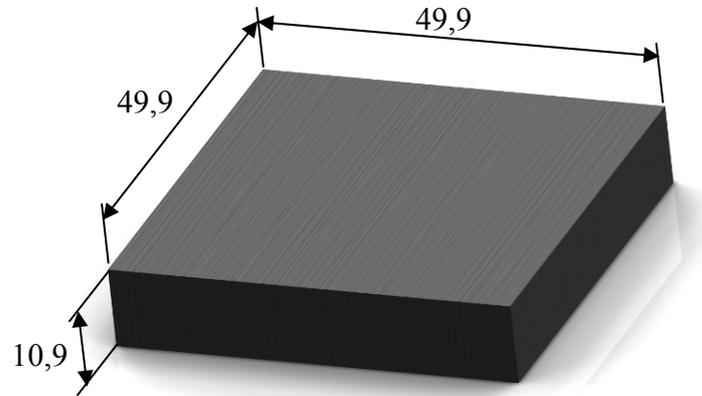


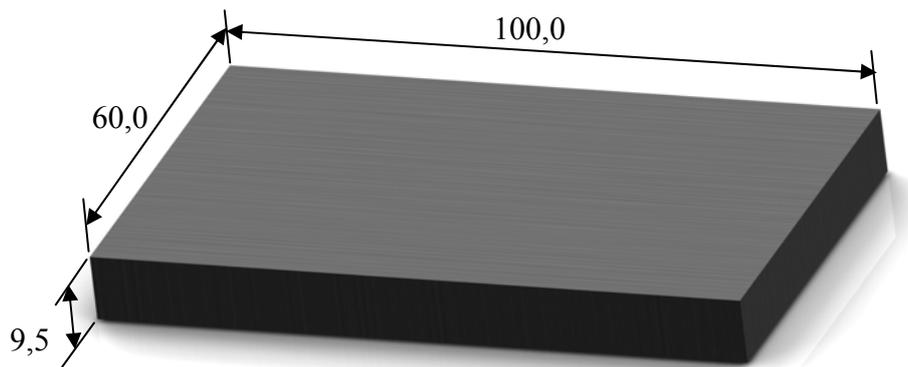
Figura 4.2: Esquema da bancada experimental empregada nos ensaios.

Durante o experimento, estas amostras foram aquecidas uniformemente em sua superfície por um aquecedor resistivo de *kaptan* (Figura 4.4), que possui uma resistência de aproximadamente 15Ω e área de aquecimento de $50,00 \times 50,00$ mm. Este aquecedor foi escolhido por possuir uma espessura de apenas 0,20 mm, o que faz com que o aquecimento seja rápido e a perda de calor seja desprezível. Uma fonte de alimentação digital Instrutemp ST-305D-II foi usada para gerar o fluxo de calor, por efeito *joule*, para o aquecedor. Esta fonte de alimentação permite o controle da intensidade do fluxo de calor aplicado, através da

variação dos parâmetros de tensão e corrente. Uma ilustração desta fonte é mostrada na Figura 4.5. A temperatura no interior da estufa, é considerada constante e igual à temperatura ambiente no instante inicial do experimento.



a)



b)

Figura 4.3: Dimensões das amostras de Aço Inox AISI 304 para os experimentos a) unidimensional e b) tridimensional.

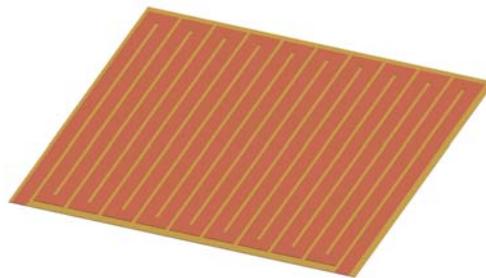


Figura 4.4: Aquecedor resistivo de *kapton*, utilizado nos experimentos.



Figura 4.5: Fonte de alimentação do aquecedor Instrutemp ST-305D-II.

Para minimizar os erros na medição do fluxo de calor utilizou-se uma montagem simétrica para as amostras. Além disso, os valores de corrente e tensão aplicados foram medidos pelos multímetros Instrutherm MD-380 e Minipa ET-2042C, previamente calibrados. As montagens simétricas são mostradas em detalhes, em vistas explodidas, nas Figuras 4.6 e 4.7, para as montagens dos experimentos unidimensional e tridimensional, respectivamente.

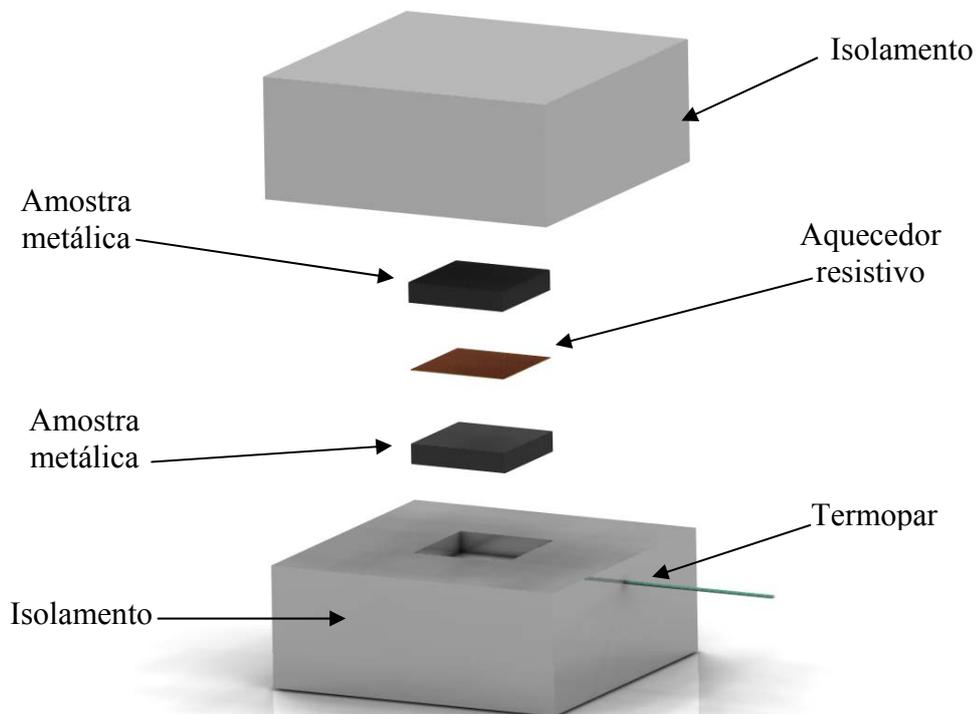


Figura 4.6: Vista explodida da montagem para o experimento unidimensional.

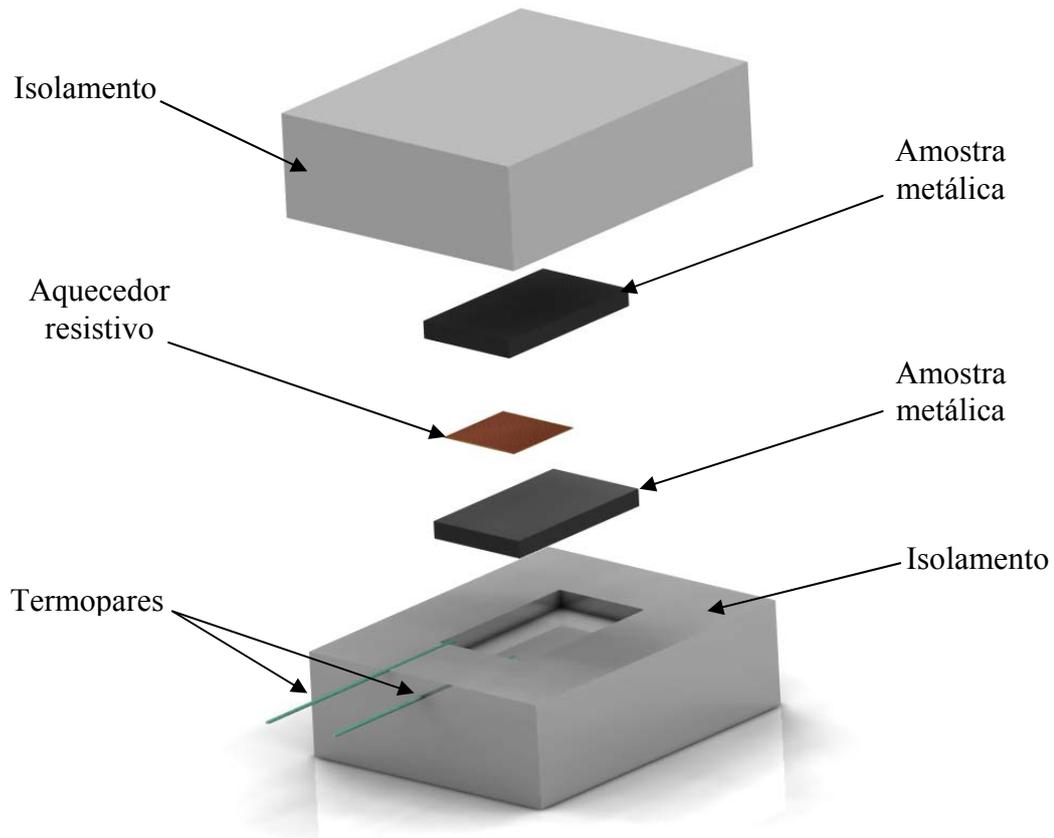


Figura 4.7: Vista explodida da montagem para o experimento tridimensional.

Observando-se as Figuras 4.6 e 4.7, nota-se a presença de um grande corpo de material isolante em volta das amostras metálicas. A função dos isolantes nas montagens é reduzir a troca de calor por convecção entre as amostras e o ar ambiente. O isolamento foi feito empregando placas de poliestireno expandido (isopor) de modo a manter uma espessura de 50 mm em todas as direções. Além disso, todo o conjunto foi colocado dentro de uma estufa Marconi MA 030. É possível notar na Figura 4.7, que o aquecedor ocupa somente parte da superfície da amostra metálica, de modo que haja propagação de calor tridimensional.

Devido ao contato entre o aquecedor resistivo e a amostra não ser perfeito utilizou-se a pasta térmica de prata Arctic Silver 5, Figura 4.8, para eliminar os interstícios de ar presentes nessa superfície. A grande vantagem desta pasta refere-se à sua alta condutividade térmica. Também foram utilizados pesos em cima da montagem para melhorar o contato entre os componentes. A colocação desses pesos sobre a montagem tem a função de reduzir os interstícios de ar sem afetar os sinais de fluxo de calor e temperatura, reduzindo assim a resistência térmica de contato.



Figura 4.8: Pasta térmica de prata usada para minimizar interstícios de ar nas montagens.

São apresentados nas Figuras 4.9a e 4.9b, respectivamente, os multímetros Instrutherm MD-380 e Minipa ET-2042C, usados na medição dos valores de corrente e tensão aplicados pela fonte ao aquecedor.

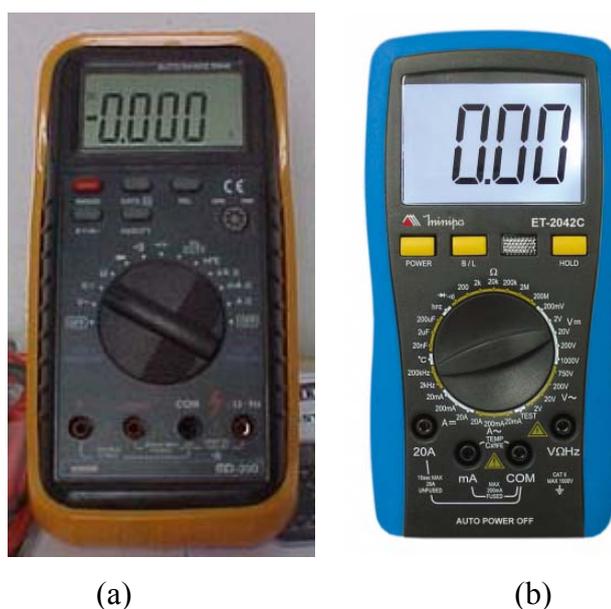


Figura 4.9: Multímetros a) Instrutherm MD-380 e b) Minipa ET-2042C.

As temperaturas foram medidas através de termopares do tipo K (30AWG) soldados por descarga capacitiva, Figura 4.10, e calibrados usando um banho calibrador de temperatura Marconi MA 184, Figura 4.11, com uma resolução de $\pm 0,01$ °C. Os termopares foram conectados à aquisição de dados Agilent 34980A controlada por um micro computador, Figura 4.12. Visando obter melhores resultados, todos os experimentos foram realizados com a temperatura da sala controlada, em torno de aproximadamente 21°C, que também é a temperatura média dentro da estufa, durante os experimentos.



Figura 4.10: Aparelho de solda por descarga capacitiva.



Figura 4.11: Banho termostático Marconi MA 184, usado para calibrar os termopares.



Figura 4.12: Aquisição Agilent 34980A e microcomputador, usados na medição das temperaturas.

4.2 DIMENSIONAMENTO DAS AMOSTRAS E MONTAGENS

A seguir, são apresentados detalhes dimensionais das montagens uni e tridimensionais. Nas Figuras 4.13a e 4.13b são apresentados respectivamente, em cortes, as vistas frontal e superior, da montagem para o experimento unidimensional. As cotas são em milímetros e mostram uma diferença de 0,1 milímetro entre as dimensões da amostra e o aquecedor.

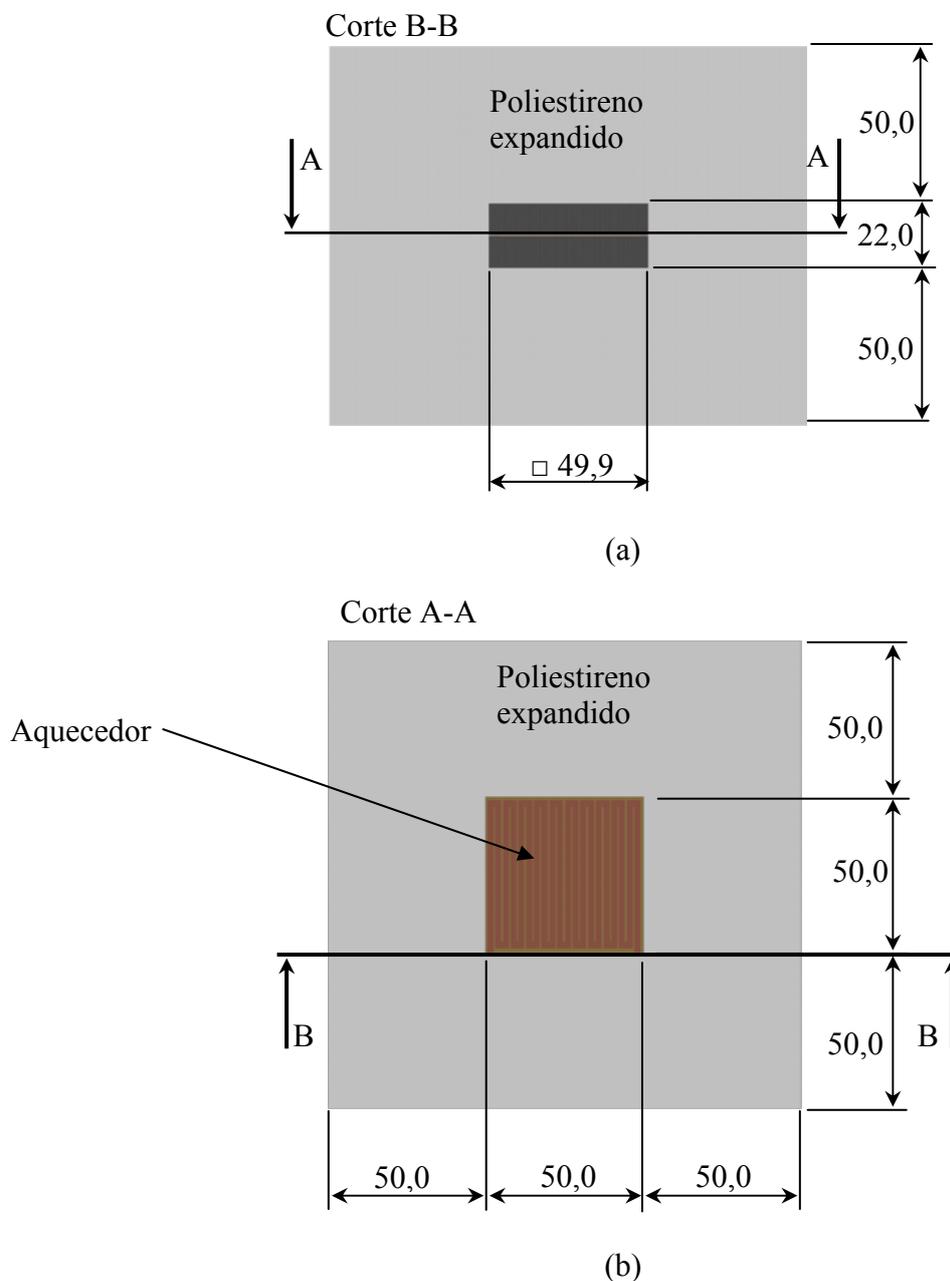


Figura 4.13: (a) Vista lateral da amostra e isolante, (b) vista superior do aquecedor e isolante.

Nas figuras 4.14a a 4.14c são apresentados, respectivamente, em cortes, as vistas Frontal, Lateral e Superior da montagem para os experimentos tridimensionais.

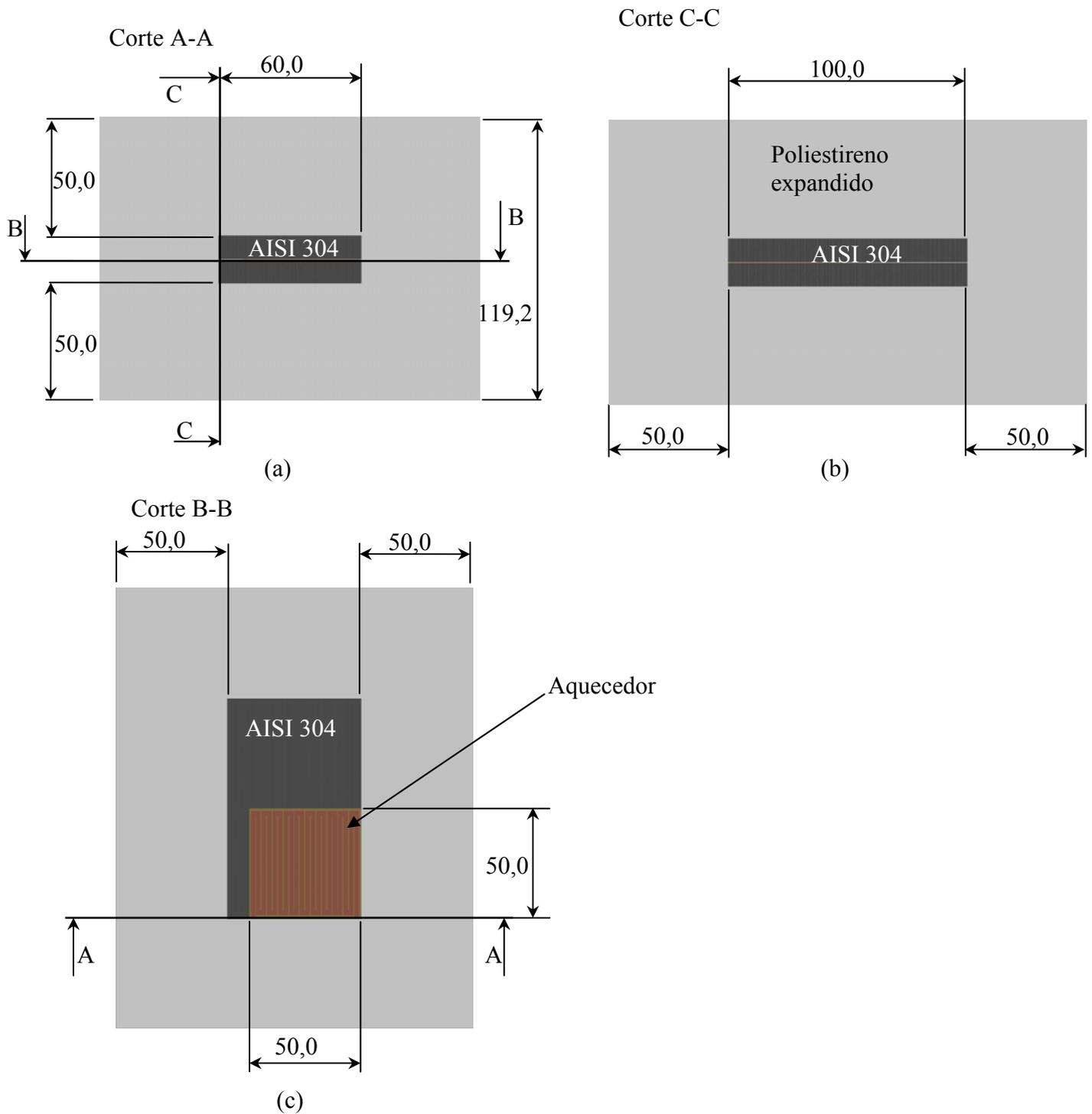


Figura 4.14: Vistas a) frontal, b) lateral esquerda e c) superior em cortes com dimensionamento, da montagem para os experimentos tridimensionais.

Na Figura 4.15 é mostrado o posicionamento do termopar usado para obter o histórico de temperatura na amostra, para o experimento unidimensional. O termopar está posicionado no meio da superfície oposta ao aquecimento. O posicionamento dos dois termopares usados no experimento tridimensional é mostrado nas Figuras 4.16a e 4.16b. As coordenadas são dadas, em milímetros, em relação ao sistema de referência destacado nestas figuras. Enquanto na Figura 4.16a é destacado o termopar soldado na superfície superior, próximo a região sujeita a aquecimento, na Figura 4.16b é mostrado o posicionamento do segundo termopar, no meio da superfície oposta ao aquecimento.

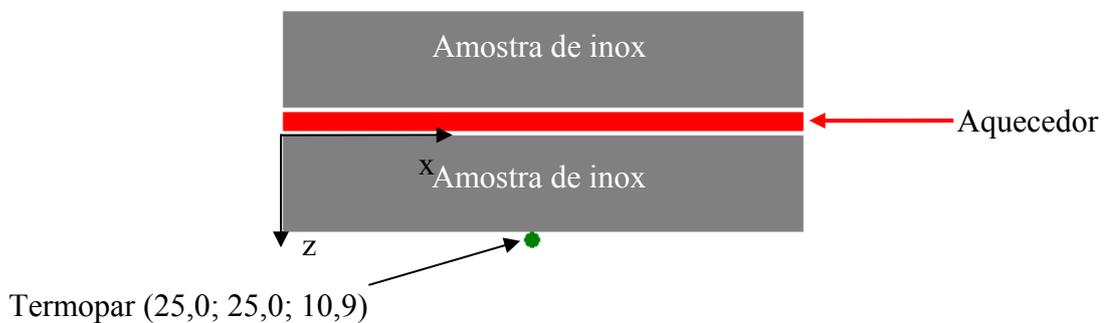


Figura 4.15: Posição do termopar para o caso unidimensional.

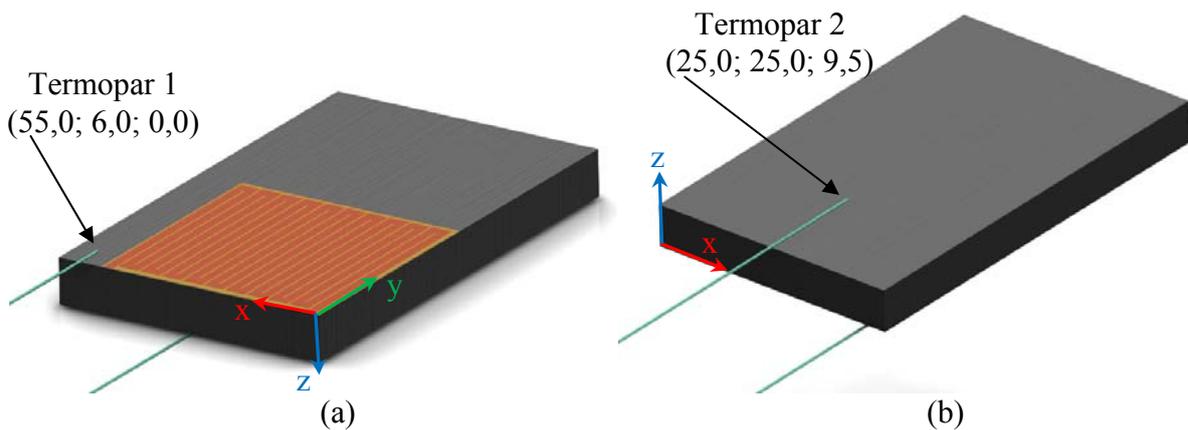


Figura 4.16: Posicionamento dos termopares no modelo tridimensional (a) na superfícies superior e na (b) inferior, no modelo tridimensional.

Capítulo 5

PROGRAMAS DE CFD

O uso de métodos numéricos para solução de problemas da engenharia ganha, a cada dia, mais destaque. Graças à evolução dos computadores, estes métodos difundiram-se tanto no meio acadêmico quanto industrial, ganhando relevância. Embora as soluções numéricas, muitas vezes, não consigam captar todas as escalas de algum fenômeno, possuem a vantagem de terem baixos custos e de poder simular situações idealizadas com a realização de inúmeros ensaios.

A área de dinâmica dos fluidos computacional, ou no inglês, *CFD*, *Computational Fluid Dynamic*, baseia-se na aplicação de técnicas numéricas, para resolver problemas diversos envolvendo escoamentos, transferência de calor, reações químicas, e fenômenos correlacionados através de simulações computacionais (Versteeg e Malalasekera, 1995). Recentemente, tem-se buscado acoplar os fenômenos da área de termo-fluidos à problemas estruturais, incorporando cálculos de fadiga e tensão, como acontece em iterações fluido-estrutura. Visando essas aplicações diversas, foram desenvolvidos vários pacotes computacionais voltados para essa área, e dentre eles pode-se citar o *ANSYS CFX*[®], *Fluent*[®], *FloWorks*[®], etc.

O *ANSYS CFX*[®] é um desses diversos programas CFD disponíveis no mercado, sendo bastante utilizado na pesquisa do meio acadêmico, quanto em empresas que trabalham com alta tecnologia. Suas aplicações incluem desde problemas que envolve mecânica dos fluidos, transferência de calor como em Mirade *et al.* (2004) e em Aubin *et al.* (2004), combustão, reologia ou combinação destes, além de permitir tratar iterações do tipo fluido-estrutura, escoamentos multifásicos, etc. Na Figura 5.1 são ilustradas algumas situações nas quais estes pacotes computacionais comerciais podem ser usados.

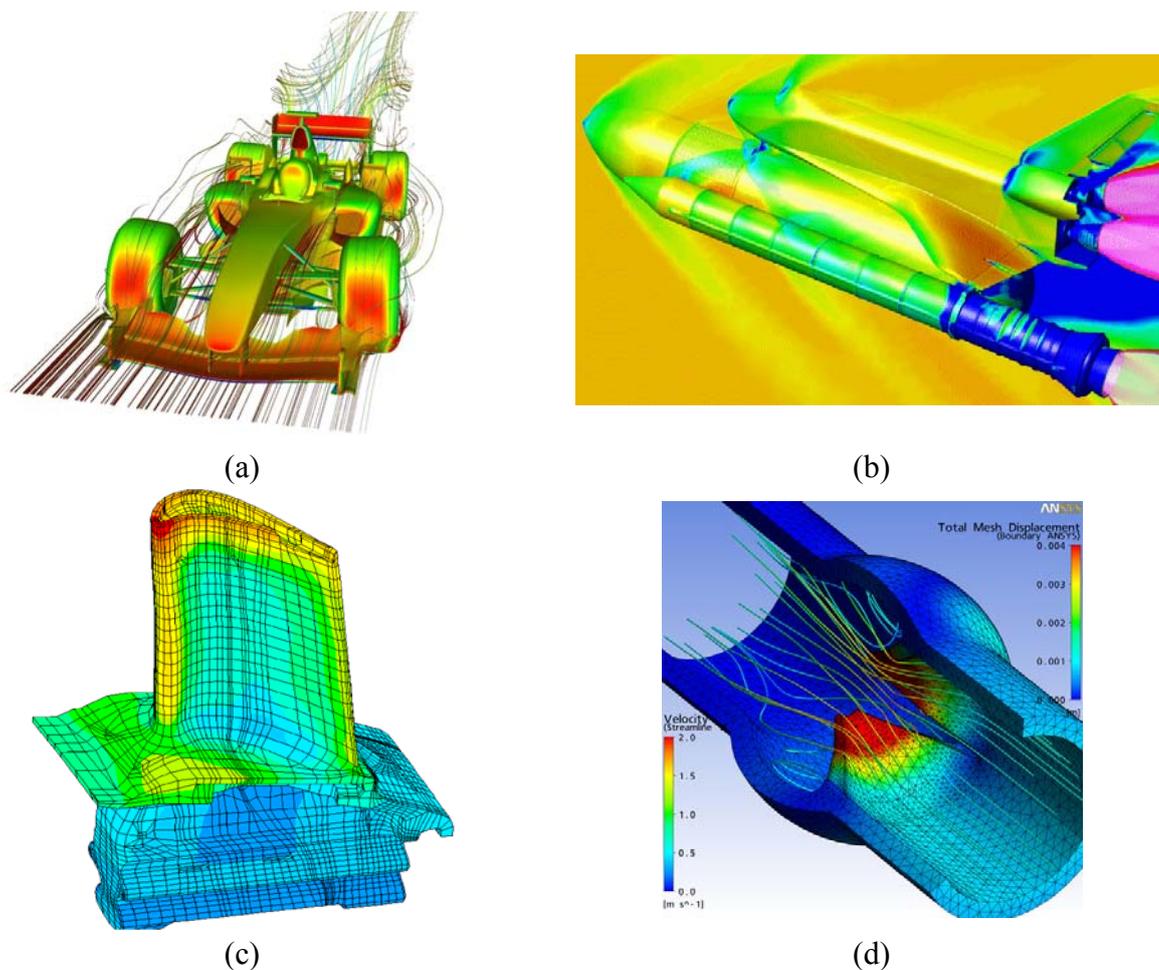


Figura 5.1 – Exemplos de simulações computacionais.

(<http://www.dalco.ch/home/>) (<http://www.advantech.vn/>) (<http://www.devotek.com>)

Na seqüência, pode-se visualizar as linhas de corrente ao redor de um carro de Fórmula 1, (Fig. 5.1a), a distribuição de pressão no ônibus espacial (Fig. 5.1b), a distribuição de temperatura em uma palheta de turbina (Fig. 5.1 c) e o campo de velocidades em uma válvula cardíaca (Fig. 5.1d).

Esses programas permitem estudar diferentes problemas como a dispersão de poluentes na atmosfera (Patnaik *et al.*, 2003 e Löhner e Camelli, 2005), estimar esforços aplicados em estruturas devido à carregamentos aerodinâmicos, efeitos de convecção em um trocador de calor, prever reações químicas, etc.

A simulação numérica, além de permitir a otimização de sistemas, proporciona redução de custos de projeto, melhoria na construção e operação de equipamentos, como mencionado por Eckhardt e Zori (2002).

Versteeg e Malalasekera (1995), dividem os programas de CFD em três partes distintas, que são o Pré-Processamento, o *Solver*, e o Pós-processamento. A etapa do Pré-Processamento, é para editar a geometria, gerar a malha, definir o domínio físico, ou seja, atribuir condições de contorno, condições iniciais, propriedades termofísicas, definir critério de convergência. Feito isso, é realizado o processamento numérico no *Solver*. A etapa seguinte, Pós-Processamento, visa avaliar os resultados das etapas anteriores.

A seguir é feita uma breve discussão sobre os tipos de malhas mais usadas nas simulações de CFD.

5.1 TIPOS DE MALHAS.

Na construção da malha computacional, existem quatro tipos básicos de elementos tridimensionais: O elemento hexaédrico (com quadriláteros nas seis faces) e o tetraedro (com triângulos nas quatro faces) são os principais. O elemento prismático (dois triângulos conectados por três quadriláteros) e o pirâmidal (quatro triângulos ligados aos lados de um quadrilátero) são usados com menor frequência. A Figura 5.2 é ilustrado cada um destes elementos.

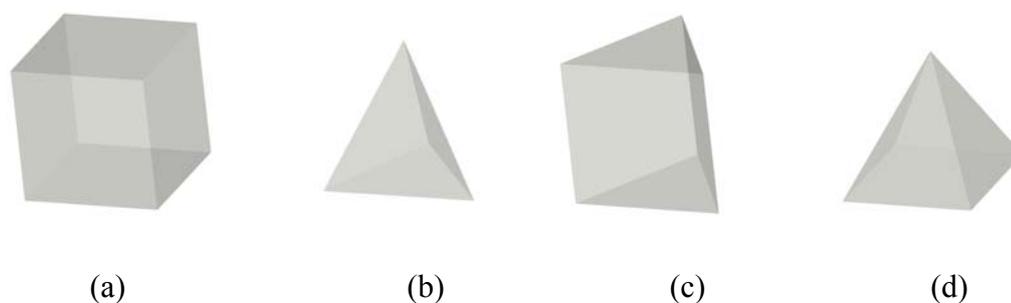


Figura 5.2: Elementos de malha (a) hexaédrica, (b) tetraédrica, (c) prismática e (d) piramidal.

Os elementos tetraédricos possuem maior versatilidade que os hexaédricos para representar geometrias complexas, com a desvantagem de que esse tipo de elemento pode gerar problemas na região da camada limite, onde o refinamento na parede é importante, e principalmente na aplicação das funções de parede em escoamentos turbulentos. Uma solução para alguns casos onde a malha é grosseira e é observada a necessidade de uma maior precisão em alguns pontos, pode-se usar o refinamento local da malha. Essa solução às vezes

é interessante, pois diminui o número total de elementos da malha, obtendo resultados com a precisão necessária na região refinada. Conforme pode ser exemplificado pela Figura 5.3, a geometria que representa uma seção em corte de uma válvula apresenta uma malha tetraédrica com refinamento em sua região de estrangulamento.



Figura 5.3: Malha tetraédrica refinada localmente.
<http://wildeanalysis.co.uk/cfd/software/ansys/workbench/meshing>

Numa geometria muito complexa, cujos detalhes são importantes, deve-se tomar cuidado com a malha escolhida, pois esta pode não ser adequada para o nível de precisão desejado. Uma forma de se obter uma malha adequada a essa precisão, é a utilização de uma malha híbrida ou multibloco, ou ainda, um refino de malha somente nas regiões mais complexas da geometria, conforme já mencionado. Um exemplo de malha híbrida, com elementos hexaédricos e tetraédricos é mostrado na Figura 5.4.

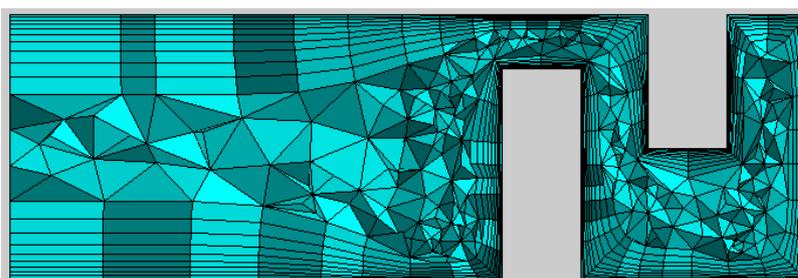


Figura 5.4: Malha híbrida usando elementos hexaédricos e tetraédricos.
<https://www.centaurosoft.com/multizones>

A conectividade entre os elementos da malha, permite classificá-las em malhas estruturadas e não-estruturadas. Nas malhas estruturadas, o conjunto de células é construído a partir de famílias de linhas. Nas malhas não estruturadas é necessário montar uma matriz de conectividade, em que cada elemento não tem ligação com seu vizinho.

A literatura classifica as malhas estruturadas basicamente em malhas curvilíneas generalizadas de fácil construção, porque se adaptam segundo as direções preferenciais das fronteiras, por exemplo, em um canal (Figura 5.5a) e em malhas ortogonais que garantem a normalidade entre as famílias de curvas em todos os pontos (Figura 5.5b). No primeiro tipo, as famílias são de curvas paralelas aos contornos da superfície, enquanto para o segundo, é imprescindível utilizar algoritmos, que de forma iterativa conseguem essa condição de ortogonalidade.

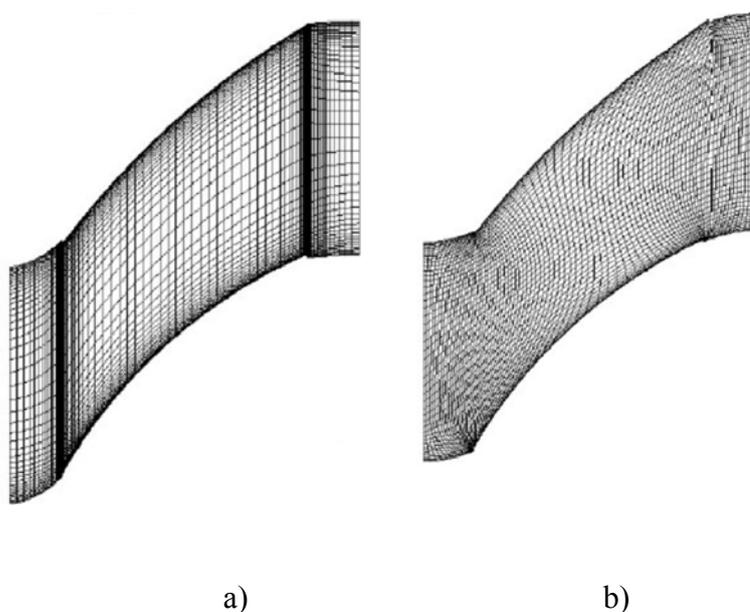


Figura 5.5: a) Malhas em H estruturado curvilíneo e b) Malhas em H estruturado ortogonal.

Outra definição para diferenciar malhas estruturadas de não estruturadas é dada por Maliska (2004). Quando os volumes de controle são obtidos com uma discretização que segue um sistema de coordenadas globais, diz-se que a malha é estruturada, uma vez que o volume interno tem sempre o mesmo número de vizinhos. Essa definição baseia-se somente em aspectos geométricos. Matematicamente, as malhas estruturadas geram matrizes de coeficiente diagonais, quando são geradas segundo uma lei de formação. Não havendo essa lei de formação, a matriz de coeficiente que representa a malha não será do tipo diagonal, sendo a malha geometricamente estruturada ou não.

As malhas não-estruturadas tem a característica de se adaptarem aos limites do domínio, permitindo uma construção quase perfeita do mesmo. É necessário especificar um número de nós nos contornos e um algoritmo de cálculo, geralmente baseado na técnica de avanço frontal ou de *Delaney*. Esta técnica na verdade é uma das variações do Método dos Volumes Finitos e neste caso os volumes de controle são os diagramas de *Voronoi* obtidos a partir da

triangularização de *Delaney*. Dessa forma, a discretização é localmente ortogonal e apenas dois pontos da malha são necessários para a determinação correta dos fluxos (Maliska 2004). Na Figura 5.6 é mostrado um exemplo de domínio discretizado usando malha não estruturada tetraédrica.

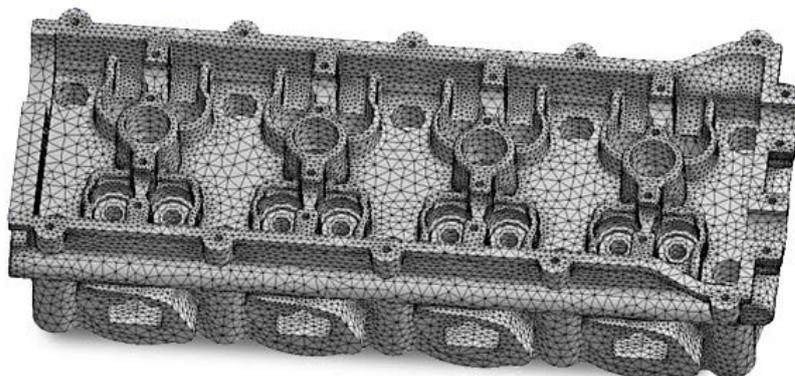


Figura 5.6: Cabeçote de motor discretizado, usando malha tipo não estruturada tetraédrica.

(<http://wildeanalysis.co.uk/cfd/software/ansys/workbench/meshing>)

Apresenta-se aqui o *software ANSYS CFX*[®] usado neste trabalho para analisar problemas de condução de calor, aliado a técnicas inversas. O pacote computacional *ANSYS CFX*[®] é usado para obter a solução de temperatura para problemas de condução de calor uni e tridimensional. Em ambos os casos, o *ANSYS CFX*[®] é usado juntamente com programas feitos em linguagem *FORTRAN*. O papel dos programas em *FORTRAN* é resolver a parte relacionada aos problemas inversos. Na seqüência, é apresentado como o pacote resolve a equação da difusão que rege o problema direto, via método dos volumes finitos.

5.2 – ANSYS CFX[®]

Para o uso do pacote computacional *ANSYS CFX*[®] certas etapas devem ser cumpridas, como exemplificado pela Figura 5.7. O *ANSYS CFX*[®] propriamente dito não edita geometrias, porém as importa de outros *softwares* como o *ICEM CFD*[®] ou de outros geradores de malhas não comerciais. O *ICEM CFD*[®] é um programa capaz de editar geometrias bem como importá-la de programas de CAD como *CATIA*[®] e *Pro Engineer*[®] e também gerar malhas.

Neste trabalho, o *ICEM CFD*[®] foi utilizado para a edição das geometrias e também para geração das respectivas malhas tipo hexaédrica, não estruturada, cujo refinamento dos volumes da malha foi de 1,0 x 1,0 x 1,0 mm nas direções *x*, *y* e *z*, respectivamente.

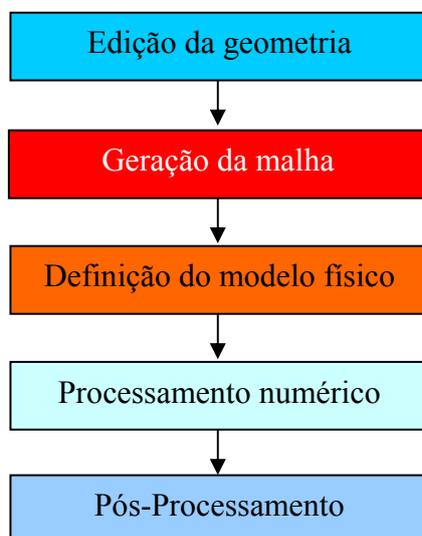


Figura 5.7: Seqüência de etapas para simulação computacional de problemas termofluidos.

A malha não estruturada pode possuir elementos com diferentes números de vizinhos, de diferentes geometrias por exemplo, elementos piramidais, tetraédricos, prismáticos. É ideal para ser usada em geometrias de maior complexidade.

Por padrão, o *ANSYS CFX*[®], trabalha somente malhas não estruturadas e por isso, apesar da malha utilizada no presente trabalho ser formada apenas por elementos hexaédricos, sua estrutura exige uma matriz de conectividade dos elementos. Entretanto, em relação ao tipo de elemento da malha, não há qualquer limitação, podendo a malha ser formada, inclusive por outro tipo de elementos além do hexaédrico.

A definição do modelo físico, processamento numérico e pós-processamento, são todas feitas no *ANSYS CFX*[®], porém cada uma em um módulo distinto do *ANSYS CFX*[®]. A definição do modelo físico é feita no *CFX-Pre*[®]. É nesta etapa que a malha receberá atributos como definição de material, condições de contorno e inicial, regime de operação, inserção de pontos de monitoramento e definição de esquemas numéricos. Os esquemas numéricos, a exceção dos outros parâmetros mencionados, podem ser ajustados tanto no *CFX-Pre*[®], quanto no *CFX Solver*[®]. Na Figura 5.8 é demonstrada a interface inicial do *ANSYS CFX*[®] e seus módulos. O módulo *Turbogrid* não é utilizado neste trabalho

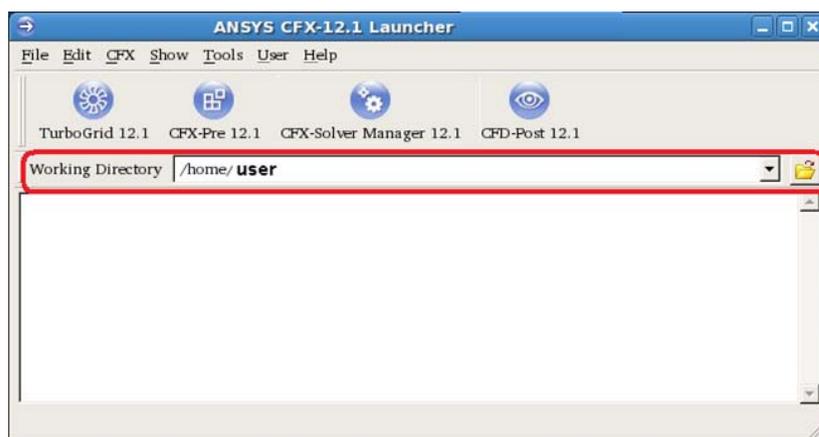


Figura 5.8: Módulos do *ANSYS CFX*[®].

Concluída esta etapa, vem o momento do processamento numérico que é feito pelo *CFX*[®] *Solver*. No módulo *Solver*[®] é realizado os devidos cálculos sobre a malha, segundo os esquemas numéricos pré-definidos. Estes esquemas numéricos definem parâmetros como processamento serial ou paralelo, critério de convergência, uso de simples ou dupla precisão e outros. Esta etapa já é suficiente para conhecer a temperatura numérica, para a função especificada. A técnica baseada em algoritmo de otimização, segue para a próxima etapa.

Nesta última etapa, o programa DOT.FOR aciona o *CFX Post*[®], que é o módulo do *ANSYS CFX*[®] para verificar os resultados da simulação. O DOT.FOR, de modo autônomo, faz a leitura da temperatura de cada iteração, neste módulo, usando uma ferramenta do *CFX Post*[®] chamada *Probe*.

Para a Função Especificada, o uso do *ANSYS CFX*[®] encerra-se no *CFX Solver*[®], pois nesta fase, já é possível ao usuário obter o histórico de temperatura do ponto de monitoramento. Por sua vez, o programa DOT.FOR, após o *CFX Solver*[®] encerrar os cálculos para uma dada iteração, ainda aciona o módulo *ANSYS CFX Post*[®], para fazer a leitura da temperatura numérica e verificar a convergência.

5.2.1 – Estratégia de Processamento e Esquemas Numéricos

Para resolver as equações que regem o problema de condução de calor, o programa *ANSYS CFX*[®] segue uma estratégia definida. Para os casos específicos apresentados neste trabalho, pode-se resumir o processo de solução através do algoritmo mostrado na Figura 5.9.

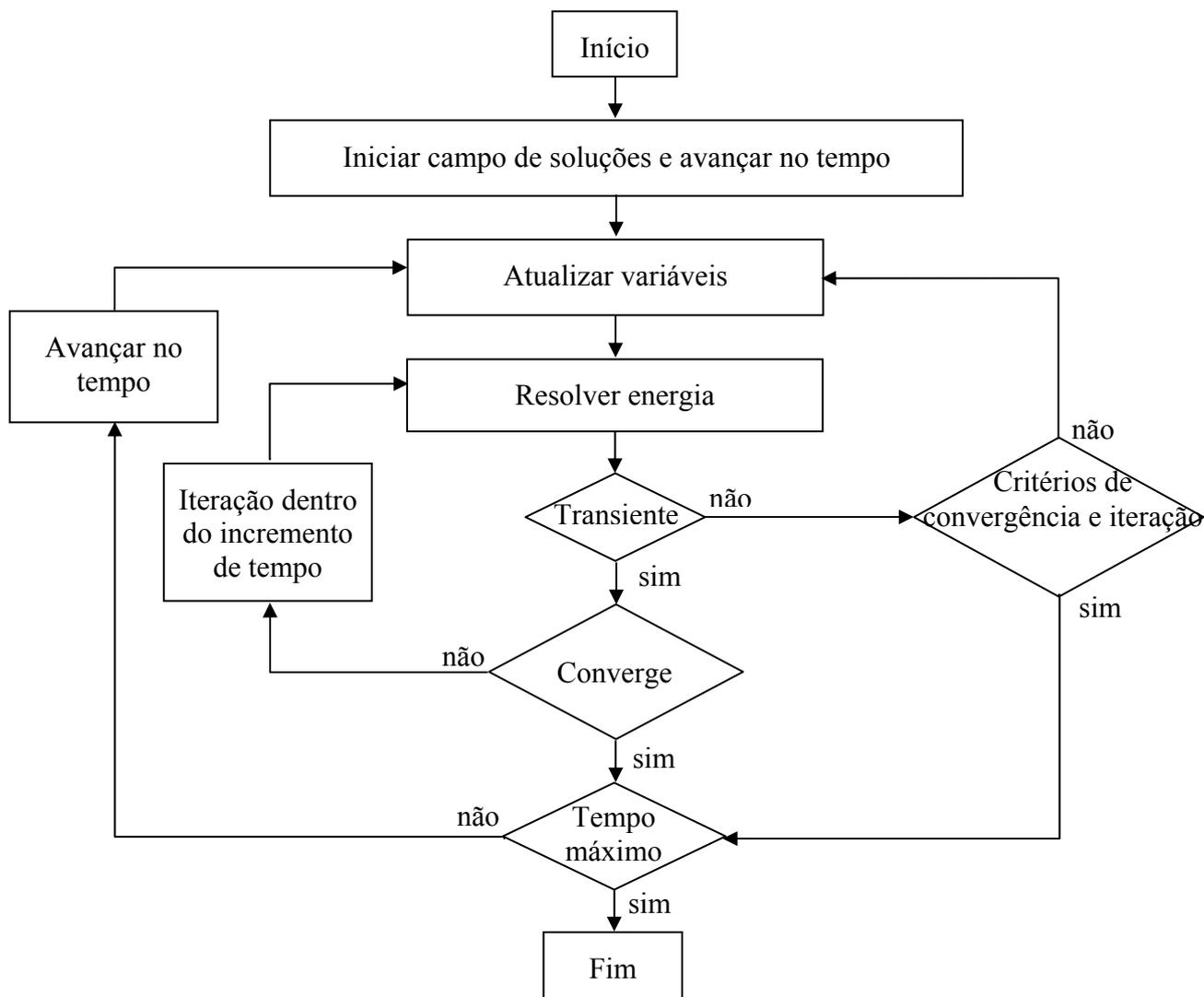


Figura 5.9: Estratégia de solução do *CFX Solver*[®]. (*ANSYS*[®] Solver Theory Guide).

(<http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/cfx/xthry.pdf>)

Este algoritmo, contudo, não contempla cálculos relativos a radiação, turbulência, movimentos de fronteira, dentre outros. Caso o problema demande esses equacionamentos extras, o algoritmo seria outro. Logo no início, o *ANSYS CFX*[®] faz uma leitura da malha que representa a geometria do problema. Em seguida, o programa resolve a equação da energia, via Método dos Volumes Finitos Baseado em Elementos Finitos. Este método usa os finitos volumes da malha para aplicar as leis de conservação do problema, que neste caso, é a equação da energia para condução de calor em regime transiente, para condição de fluxo de calor prescrito. E para calcular como as propriedades variam dentro dos elementos, o *ANSYS CFX*[®] usa funções de forma proveniente do método dos elementos finitos. Esta equação pode ser facilmente obtida fazendo o balanço de energia para o elemento hexaédrico, de faces *B*, *E*, *N*, *S*, *T* e *W* da Figura 5.10, tal como feito em Versteeg e Malalasekera (1995).

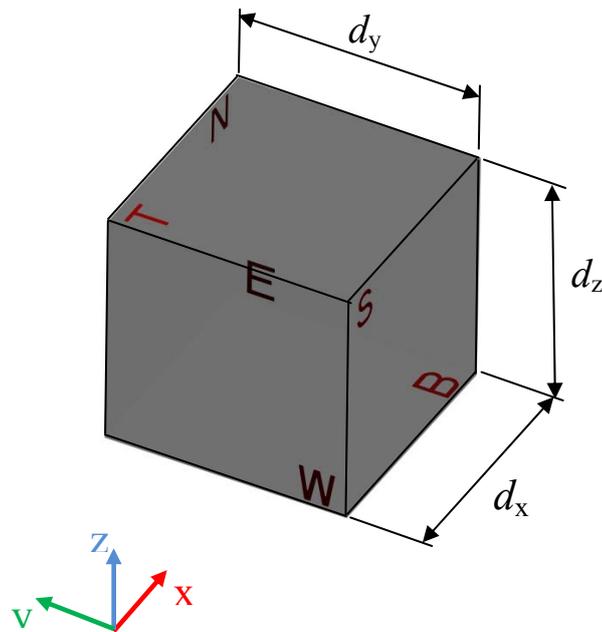


Figura 5.10: Volume de controle aplicado sobre elemento hexaédrico.

Nesta dedução, considere o vetor fluxo de calor \vec{q}'' como sendo um vetor com as componentes q_x'' , q_y'' e q_z'' . Aplicando o fluxo de calor ao elemento hexaédrico acima, chega-se ao seguinte esquema.

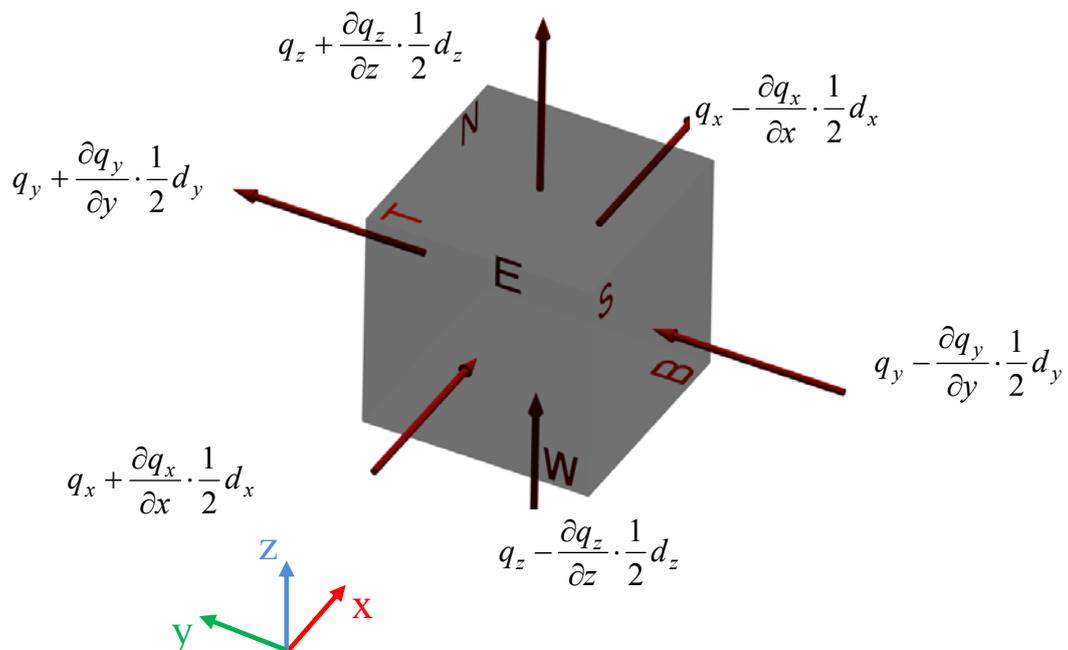


Figura 5.11: Balanço de energia sobre elemento hexaédrico.

A taxa de transferência de calor ao elemento diferencial de volume $d_x d_y d_z$ devido ao fluxo de calor em x é dado pela, diferença da taxa de calor entrando pela face (W) e saindo pela face oposta (e), o que é equacionado pela Equação 5.2

$$\left[\left(q_x - \frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} d_x \right) - \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} d_x \right) \right] d_y d_z = - \frac{\partial q_x}{\partial x} d_x d_y d_z \quad (5.1)$$

Repetindo o procedimento nas direções y e z , tem-se respectivamente:

$$- \frac{\partial q_y}{\partial y} d_x d_y d_z \quad (5.2)$$

e

$$- \frac{\partial q_z}{\partial z} d_x d_y d_z \quad (5.3)$$

A taxa total de calor adicionado ao elemento, por unidade de volume, devido ao fluxo pelas fronteiras, é a soma das Equações 5.1, 5.2 e 5.3, divididas pelo volume $d_x d_y d_z$. como apresentado pela Equação 5.4.

$$- \frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} = - \nabla \cdot q \quad (5.4)$$

A lei de Fourier para condução de calor, relata que o fluxo de calor devido ao gradiente de temperatura é:

$$q_x = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad (5.5)$$

e

$$q_y = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \quad (5.6)$$

e

$$q_z = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \quad (5.7)$$

As Equações 5.5 a 5.6 podem ser reescritas na forma de gradiente, como na Equação 5.8.

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T \quad (5.8)$$

Combinando as Equações 5.4 e 5.8, chega-se à equação para a taxa de calor adicionado ao elemento hexaédrico, devido ao fluxo de calor em suas fronteiras (Equação 5.9).

$$-\nabla \cdot \vec{q} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad \rho C_p \frac{\partial(T)}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (5.9)$$

Após algum algebrismo, chega-se à Equação 5.10, que é a equação da energia, para condução de calor em regime transiente, de um material homogêneo, isotrópico:

$$\rho C_p \frac{\partial(T)}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (5.10)$$

onde o termo a esquerda da igualdade refere-se à variação temporal de temperatura e o da direita se referem à difusão de calor. Esta equação não considera a presença de convecção, dissipação viscosa e trabalho, pois será resolvida em um domínio sólido. Aplicando a Equação 5.10, em todo o domínio discretizado, pode-se chegar à um sistema algébrico de equações, que pode ser escrito na forma matricial como:

$$[A][\varphi] = [B] \quad (5.11)$$

onde $[A]$ é a matriz de coeficiente, $[\varphi]$ o vetor solução e $[B]$ o lado direito da equação.

O sistema de equações linear acima é resolvido numericamente pelo método *Multigrid*. É um método iterativo em que a solução das equações é obtida através de iterações numéricas. O método *Multigrid* consiste em realizar as primeiras iterações em uma malha refinada e nas iterações seguintes, usar uma malha grosseira virtual. Então, nas iterações seguintes, os resultados são transferidos novamente para a malha refinada original. E para acelerar o processamento numérico o *ANSYS CFX*[®] usa a técnica de fatorização ILU – *Incomplete Lower Upper* embora o tempo de processamento tenda a aumentar quando refina-se a malha por elevar o número de elementos.

Como trata-se de simulações numéricas de transferência de calor em regime transiente, deve-se ressaltar a formulação numérica em relação ao tempo. A formulação numérica usada é a implícita. Neste tipo de formulação, o cálculo da propriedade em questão é feito considerando os instantes de tempo atual e posterior, exigindo maior esforço computacional.

O critério de convergência adotado foi o RMS (*Root Mean Square*) cujo erro alvo adotado é 1.E-06. Este critério é imposto durante a etapa de pré processamento do *ANSYS CFX*[®] com o número máximo de 300 iterações, embora, durante o processamento numérico, atingia a convergência em no máximo 6 iterações.

Para saber se atingiu a convergência, o *ANSYS CFX*[®] calcula o vetor erro residual dado por

$$[R] = [A][\phi] - [B] \quad (5.12)$$

Então o programa calcula o erro residual médio dado pela Equação 5.13.

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m R_i^2}{m}} \quad (5.13)$$

5.3 – USO DA TÉCNICA FUNÇÃO ESPECIFICADA

5.3.1 Caso Unidimensional

O uso do método da função especificada em condução de calor unidimensional divide-se em duas etapas distintas. A primeira etapa resume-se a resolver o problema inverso de estimar o fluxo de calor aplicado na amostra de aço AISI 304 (Figura 4.3a) a partir da temperatura experimental. Para esta etapa, são fornecidos ao programa *F_ESPECIFICADA.FOR*, além da temperatura experimental em °C, as propriedades termofísicas α e ρC_p , a dimensão de propagação de calor, em metros e o valor de tempos futuros. Fornecidos esses dados, o programa *F_ESPECIFICADA.FOR*, calcula o coeficiente de sensibilidade, para então estimar o fluxo de calor. Como já comentado no Capítulo 3, o caso unidimensional de condução de calor, possui solução analítica para o cálculo do coeficiente de sensibilidade (Equação 3.25). Dessa forma, o próprio programa em *F_ESPECIFICADA.FOR* calcula este coeficiente de sensibilidade.

Com o fluxo de calor estimado, inicia-se a segunda etapa. A segunda etapa trata de resolver o problema direto adjunto e obter a respectiva temperatura numérica. Para isso, usa-se o programa *ANSYS CFX*[®]. O fluxo de calor estimado na primeira etapa é usado como dado de entrada desta segunda etapa. Os demais dados de entrada são as propriedades termofísicas, condições de contorno, condições iniciais e incremento de tempo. Com esses dados de entrada, o *ANSYS CFX*[®] resolve a equação da difusão de calor e obtém a temperatura numérica. Esta temperatura numérica é comparada a temperatura experimental.

Para um melhor entendimento, a Figura 5.12 apresenta as duas etapas e como elas estão acopladas. Nesta figura, as tarefas destacadas na cor vermelha, primeira etapa, são as relativas à técnica inversa Função Especificada enquanto que as tarefas em azul, segunda etapa, representam as do problema direto, feitas pelo *ANSYS CFX*[®]. A primeira etapa termina com a estimativa do fluxo de calor, a partir das temperaturas experimentais. O resultado final desta primeira etapa é um dos parâmetros de entrada da segunda etapa. Com o fluxo de calor estimado com as propriedades termofísicas e as respectivas condições de contorno do problema, é obtida a temperatura numérica, para o mesmo ponto onde foi inserido o termopar no experimento. Ao final de todo o processo, são feitas comparações entre a temperatura experimental e a temperatura numérica, bem como entre o fluxo de calor experimental e o estimado. Estas comparações são apresentadas no Capítulo 6.

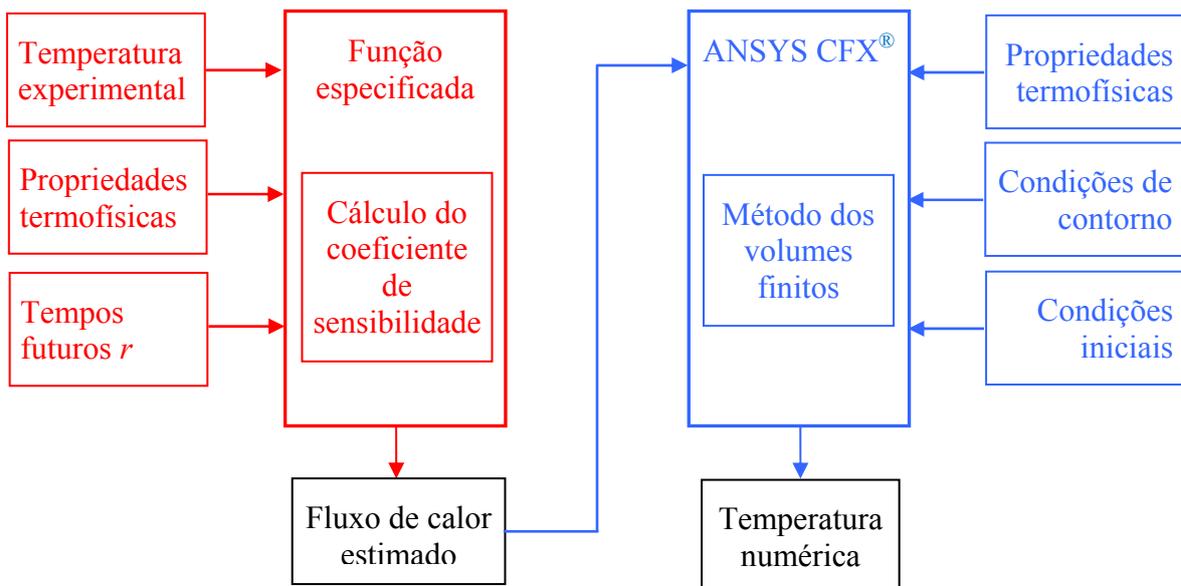


Figura 5.12: Acoplamento entre técnica inversa e *ANSYS CFX*[®] para o caso unidimensional.

5.3.2 Caso Unidimensional

A aplicação da função especificada para problemas inversos de condução de calor em regime transiente, para domínios tridimensionais, pode ser feita do mesmo modo que o caso unidimensional. A única ressalva é em relação ao cálculo do coeficiente de sensibilidade. Como já mencionado, as duas formas existentes para calcular a sensibilidade são, através da solução analítica usando funções de Green e através de solução numérica. A solução analítica do problema tridimensional transiente usando funções de Green é complexa, portanto, optou-se pelo uso da solução numérica apresentada com detalhes em Silva (2011). Assim, para calcular a sensibilidade basta resolver o caso direto no *ANSYS CFX*[®], usando a geometria do problema, adotando as condições de contorno e condições iniciais indicadas pelas Equações A.11 e A13, do Anexo A, que denotam respectivamente, fluxo inicial de 1 W/m^2 e temperatura inicial de $0 \text{ }^\circ\text{C}$. O resultado desta simulação é a temperatura no ponto equivalente ao do termopar, porém, tem uma interpretação física mais complexa, que é o coeficiente de sensibilidade, ou seja, o quanto varia a temperatura com a aplicação do calor. Conhecido o coeficiente de sensibilidade, as duas etapas seguintes são idênticas às apresentadas pela Figura 5.1, com exceção de que o coeficiente de sensibilidade é fornecido previamente e não calculado pelo programa *F_ESPECIFICADA.FOR*. Para um melhor entendimento, é mostrado na Figura 5.13 o procedimento para aplicar a função especificada para problemas inversos de condução de calor em modelos tridimensionais.

Novamente, o programa *F_ESPECIFICADA.FOR* estima o fluxo de calor aplicado, a partir dos dados de temperatura experimental, propriedades termofísicas, tempos futuros e coeficiente de sensibilidade. Da mesma forma que no caso unidimensional, este fluxo de calor estimado é usado para resolver o problema direto que fornece a temperatura numérica no ponto desejado.

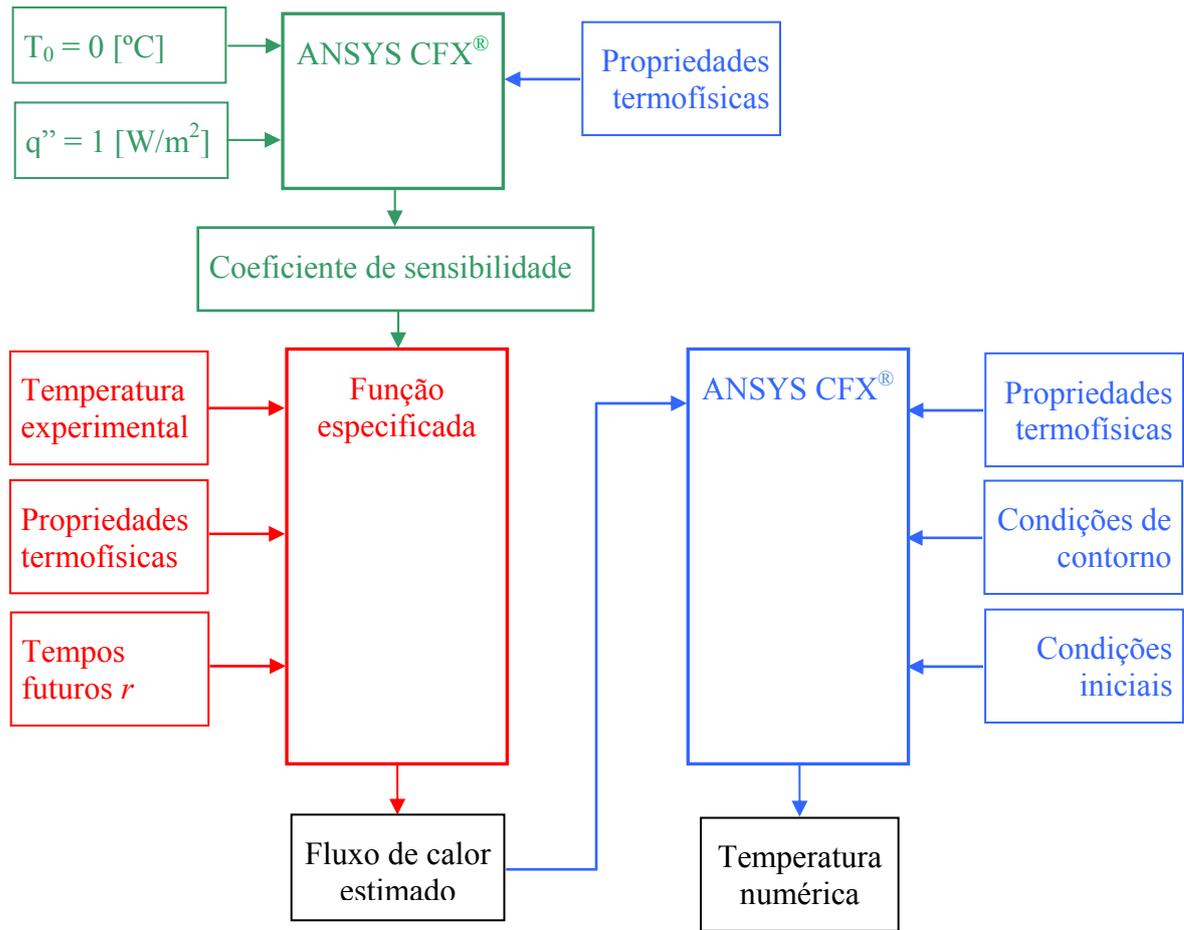


Figura 5.13: Uso do *ANSYS CFX*[®] e Função Especificada para o modelo térmico tridimensional.

Para verificar a eficiência do método, faz-se a comparação entre o fluxo de calor estimado e experimental, bem como entre as temperaturas numérica e experimental. Estas comparações são apresentadas no Capítulo 6.

5.4 – TÉCNICA BASEADA EM ALGORITMO DE OTIMIZAÇÃO

Durante a construção da geometria, da malha e implementação das condições iniciais e de contorno no pacote *ANSYS CFX*[®], vão sendo criados diversos arquivos auxiliares. Isso é feito porque o *ANSYS CFX*[®] distribui nestes arquivos, diferentes informações relativas ao projeto, como por exemplo, geometria, malha, blocagem adotada. Isso significa que o *ANSYS CFX*[®] trabalha segmentando as informações necessárias em diversos arquivos. Alguns destes arquivos auxiliares são exemplificados pela Figura 5.14.

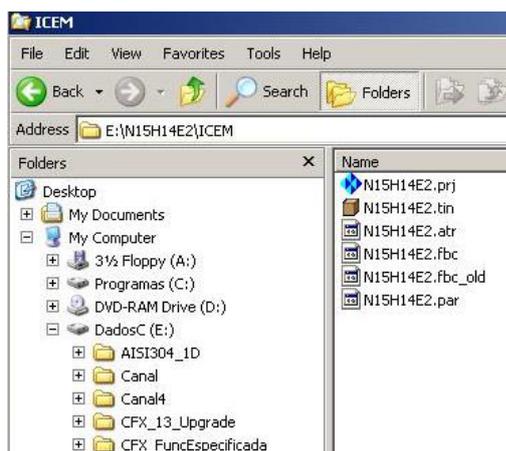


Figura 5.14: Arquivos criados durante uso do programa *ANSYS CFX*[®].

Ao contrário da técnica da Função Especificada, em que o acoplamento entre o programa *F_ESPECIFICADA.FOR* e o *ANSYS CFX*[®] não é automatizado, nesta técnica baseada em algoritmo de otimização, é usado um outro programa em linguagem Fortran[®], que é o *DOT.FOR*.

Este programa é executado em modo *Batch*, ou seja, por linha de comando do próprio *ANSYS CFX*[®]. Para sua execução, o usuário deve escolher o algoritmo de otimização a ser usado, que podem ser a Direção Conjugada ou BFGS. Neste trabalho foi testado somente o método da direção conjugada.

Durante seu funcionamento, o programa *DOT.FOR* executa várias subrotinas para estimar o fluxo de calor, impor este fluxo no *ANSYS CFX*[®], executar o *ANSYS CFX*[®], conferir a convergência e se necessário, continuar o processo de otimização. A primeira subrotina estima o fluxo de calor, através de um algoritmo de otimização escolhido pelo usuário. Em seguida, o *DOT.FOR* manipula o arquivo de extensão CCL (*CFX Command Language*) que é um arquivo auxiliar do *ANSYS CFX*[®] que carrega todas as informações que serão usadas para o *ANSYS CFX*[®] resolver o problema direto, como valor do fluxo de calor, tempo total, instante da simulação, propriedades termofísicas, esquemas numéricos, e outros. Assim, que o programa *DOT.FOR* estima um valor para o fluxo de calor, este valor é substituído no arquivo CCL. Na Figura 5.15 é mostrado parte do conteúdo do arquivo de extensão CCL mencionado acima.



Figura 5.15: Arquivo CCL e informações contidas.

O passo seguinte é executar o *Solver* do *ANSYS CFX*[®] para calcular o campo de temperatura com o fluxo de calor imposto. Feito isso o *DOT.FOR* obtém a temperatura numérica no *CFX Post*[®], através de uma ferramenta chamada *Probe*, para conferir a convergência entre a temperatura numérica e experimental. Para isto faz-se o cálculo da função objetivo e se não houver a convergência, o *DOT.FOR* calcula outro valor de fluxo de calor. O processo se repete até que atinja-se a convergência. Encontrando-se a convergência entre as temperaturas, o programa passa a calcular o fluxo de calor para o instante de tempo seguinte. O processo se repete até atingir a convergência para o último instante de tempo. A Figura 5.16 exemplifica como o programa *DOT.FOR* trabalha juntamente com o *ANSYS CFX*[®].

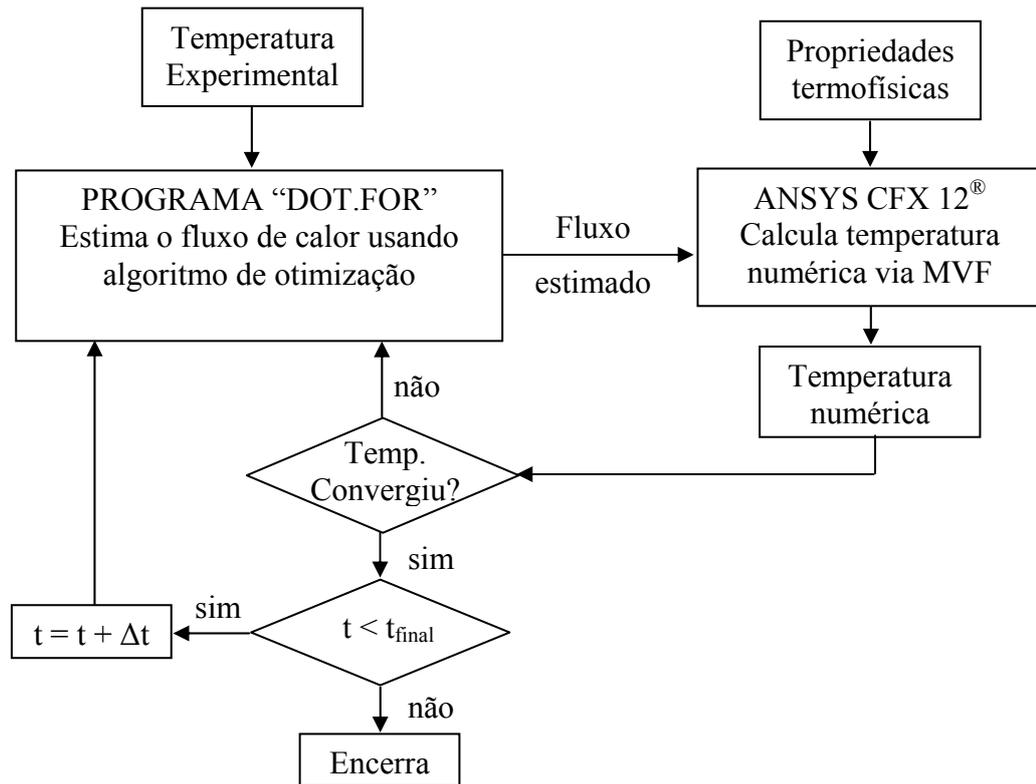


Figura 5.16: Seqüência para acoplamento iterativo entre *ANSYS CFX*[®] e *DOT.FOR*.

5.5 SOLUÇÃO DOS MODELOS TÉRMICOS

5.5.1 Modelo Térmico Unidimensional

A solução da equação difusão de calor, para este modelo, é obtida com o uso do método dos volumes finitos, através do *software ANSYS CFX*[®] 12.0. Para isso, foi usado um modelo térmico computacional representando fielmente o modelo experimental. Em seguida, foi gerada para este modelo, uma malha computacional com elementos hexaédricos. Ao resolver as equações discretizadas que regem o modelo térmico, obtém-se o campo de temperatura em qualquer ponto da amostra.

A malha hexaédrica é gerada inicialmente como estruturada e posteriormente convertida para não estruturada, pois o *ANSYS CFX*[®] trabalha apenas com malhas não estruturadas. Seu dimensionamento, a priori, foi de modo que a dimensão máxima de seus elementos fosse de um milímetro. Posteriormente, foi feito um teste de refinamento de malha, em que a malha inicial sofreu um refinamento na direção *z*, passando de 11 volumes para 20 volumes, e mantendo o refinamento nas demais direções em 51 volumes em *x* e em *y*. A A a

primeira malha hexaédrica adotada é mostrada na Figura 5.17. Em sua primeira configuração, a malha apresenta 27.500 elementos e na sua segunda configuração, 50.000 elementos

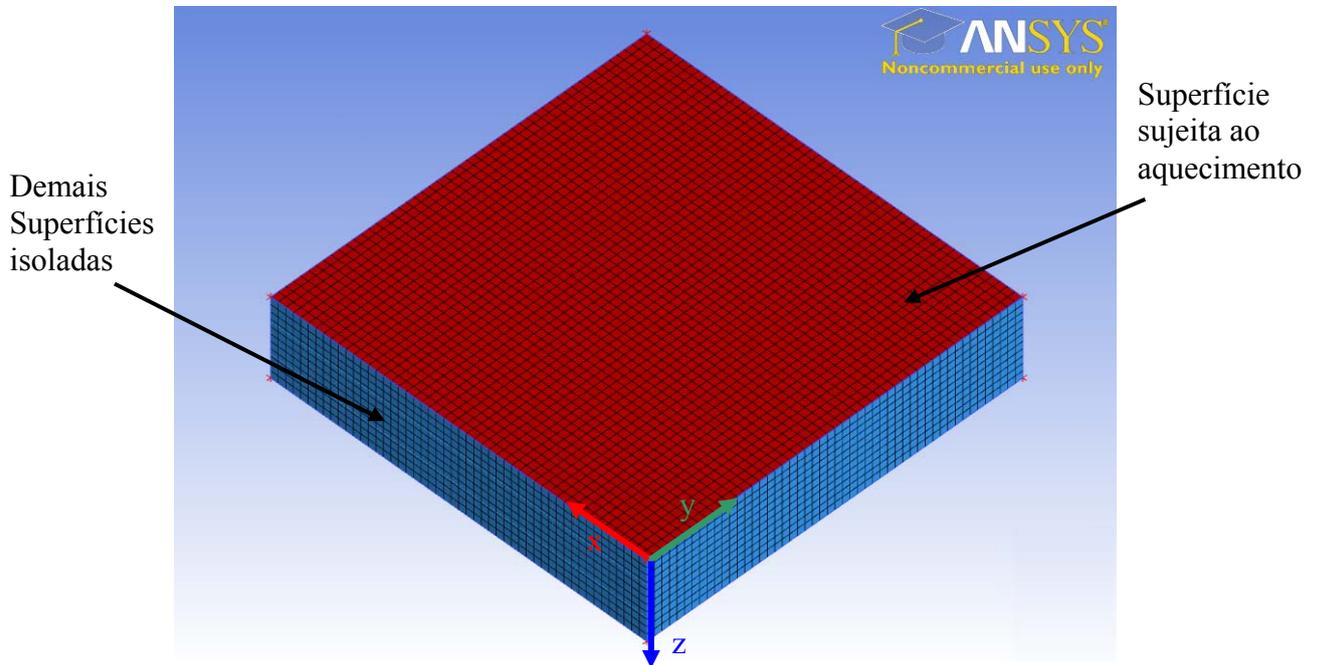


Figura 5.17: Malha hexaédrica usada no modelo térmico unidimensional.

Para comparar a temperatura obtida numericamente com a temperatura experimental, foi inserido um ponto de monitoramento, no ponto equivalente ao do termopar. Com isso, o programa gera o histórico de temperatura numérica e a função objetivo é minimizada com a temperatura experimental (Equação 3.10) para se estimar o fluxo de calor.

5.5.2 Modelo Térmico Tridimensional

Para este modelo térmico, foram feitos os mesmos procedimentos empregados no modelo térmico unidimensional. A malha adotada também foi gerada inicialmente como hexaédrica estruturada, sendo convertida em seguida para não estruturada, porém uniforme. Esta malha possui, para o modelo tridimensional 60 volumes na direção x , 100 volumes na direção y e 20 volumes na direção z perfazendo um total de 120.000 elementos. Também, para teste de refinamento de malha, foi feita uma segunda malha com respectivamente 120, 200 e 20 elementos nas direções x , y e z , totalizando 480.000 elementos. Na Figura 5.18 estão destacadas as regiões sujeitas a fluxo de calor e isolamento.

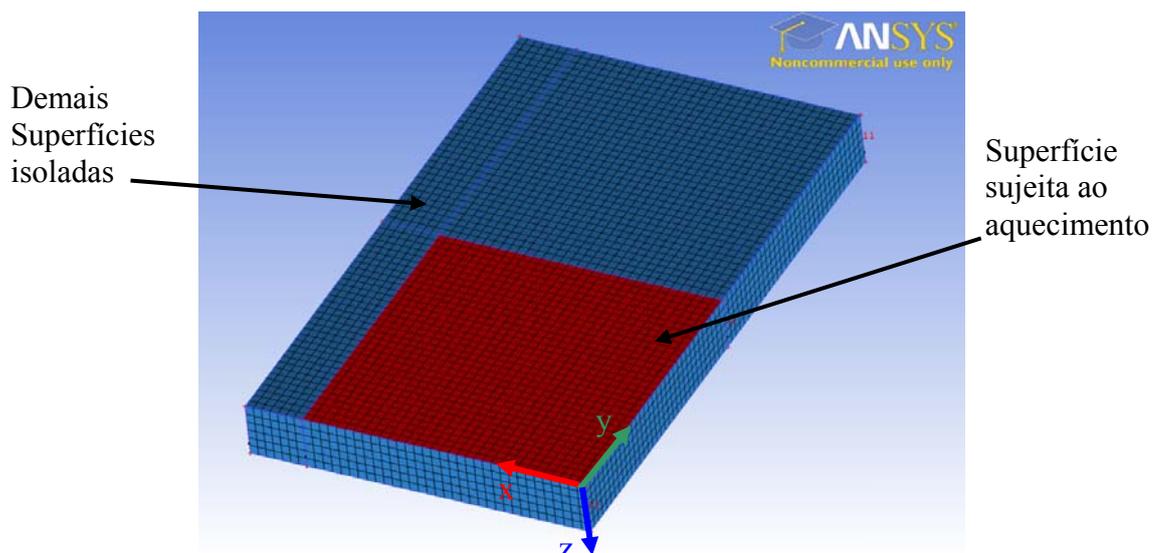


Figura 5.18: Malha hexaédrica usada no modelo térmico tridimensional.

Em ambos os casos, a malha foi convertida de estruturada para não estruturada não sob o aspecto geométrico, mas sim matemático. Essa mudança reflete-se sobre as matrizes de coeficientes a serem geradas, sendo esta uma particularidade do *ANSYS CFX*[®].

5.6 VALIDAÇÃO DAS TÉCNICAS INVERSAS

Nas aplicações de técnicas inversas, as condições de contorno, geralmente, não são conhecidas, e isso torna-se uma dificuldade inerente destas técnicas. Por isso, torna-se necessário fazer a validação das técnicas inversas, antes de usá-las para resolver problemas da engenharia.

Neste trabalho, foi feita uma validação das técnicas inversas usadas, tal como em Silva (2011). Para a validação, foram feitos experimentos controlados usando placas de alumínio 5052, submetidos a fluxo de calor previamente conhecidos. Para isso foram usados termopares para levantar o histórico de temperaturas em alguns pontos, para em seguida, estimar o fluxo de calor através de técnicas inversas. Maiores detalhes podem ser vistos em Silva (2011).

Na seqüência, no Capítulo 6, são apresentados os resultados obtidos pela estimação de fluxo de calor para os modelos uni e tridimensionais, usando as técnicas da função especificada e algoritmo de otimização.

Capítulo 6

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados da estimação do fluxo de calor e cálculo da temperatura, usando as técnicas de problemas inversos acopladas ao *ANSYS CFX*[®]. Os valores experimentais da temperatura e do fluxo de calor foram obtidos com a realização de experimentos controlados no Laboratório de Transferência de Calor, LabTC, da Universidade Federal de Itajubá, como já descrito no Capítulo 4.

Uma grande dificuldade existente na solução de problemas inversos em condução de calor reside na validação da técnica usada. Essa dificuldade é inerente ao problema, uma vez que a validação do fluxo térmico estimado exige o conhecimento prévio do fluxo experimental. Observa-se que em problemas inversos reais, como em processos de usinagem e soldagem, o fluxo térmico experimental não é conhecido. Assim, para a validação da técnica inversa, uma alternativa é a realização de experimentos controlados, nos quais são medidos na prática o fluxo de calor e a temperatura.

Tanto o experimento unidimensional quanto o tridimensional, foram realizados com amostras de aço AISI 304, cujas propriedades termofísicas foram estimadas por Carollo (2010) e apresentadas na Tabela 6.1.

Tabela 6.1: Valores das propriedades termofísicas (Carollo, 2010).

Propriedades térmicas	Valor	Unidade
Condutividade, λ	14,57	[W/ mK]
Massa específica, ρ	7.900,00	[kg/m ³]
Calor específico, C_p	492,75	[J/ kgK]
Difusividade	$3,74 \times 10^{-6}$	[m ² /s]

6.1. EXPERIMENTO UNIDIMENSIONAL

Para o experimento unidimensional, foram feitos 30 experimentos, sem alterações na montagem, para a estimação do fluxo de calor. Uma vez que não foi feito neste trabalho, uma variação do fluxo de calor imposto e conseqüentemente na diferença de temperatura, não foi realizada uma análise baseada em Projeto de Experimentos. O número total de experimentos realizados foi baseado no trabalho de Holman (2001). Segundo este autor, o número total de experimentos deve ser em torno de 20, a fim de se garantir uma confiável estimativa do desvio padrão e da média da temperatura. Cada experimento teve a duração de 250 s com tomadas de temperatura feitas no intervalo de 0,1 s, totalizando 2.500 pontos. O fluxo de calor com intensidade de 2087 W/m^2 foi imposto durante o intervalo de 30,1 a 170 s. Para os intervalos de 0 a 30 s e de 170,1 a 250 s, o aquecimento permaneceu desligado. Foi usada esta intensidade de fluxo para que a diferença de temperatura inicial e final não fosse superior à 8°C , para que assim as propriedades termofísicas pudessem ser consideradas constantes. Para efeito de comparação, foram estimados os fluxos de calor pelo método da função especificada para três valores distintos de tempos futuros, r . Na Figura 6.1 são apresentadas a comparação do fluxo de calor estimado para esses tempos futuros.

Nota-se a influência do valor dos tempos futuros, uma vez que a medida que é aumentado o valor dos tempos futuros, é aumentada o desvio entre fluxo estimado e experimental, contudo um maior número de tempos futuros ameniza a presença de ruídos de sinal. Ainda assim, a situação de maior desvio pode ser considerada aceitável, uma vez que ficou em torno de 2,53 %. A Tabela 6.2 compara os desvios entre o fluxo estimado médio e fluxo experimental, para o intervalo de tempo de aquecimento que é de 30,1 a 170 s.

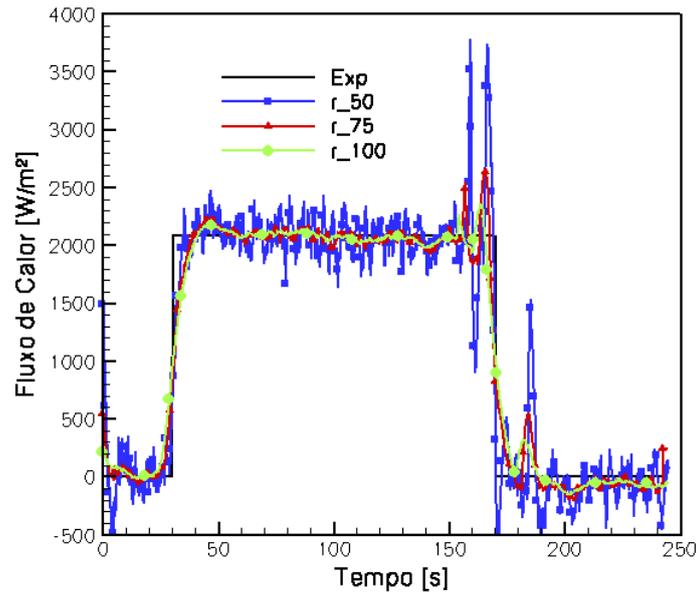


Figura 6.1: Comparação do efeito dos tempos futuros na estimativa de fluxo de calor.

Tabela 6.2: Efeito dos tempos futuros na estimativa de fluxo de calor.

Tempos futuros	Fluxo estimado médio	Desvio
<i>r</i>	W/m ²	%
50	2.073,68	0,67
75	2.051,24	1,75
100	2.034,93	2,53

Assim, para a solução do problema direto, foi usado o fluxo estimado para r igual a 100 tempos futuros, por ser a situação com menores oscilações. Para uma melhor visualização dos resultados, apresenta-se na Figura 6.2 uma comparação entre o fluxo estimado para $r = 100$ e o fluxo real, para um dos experimentos. Observa-se que apesar de possuir menos oscilações, o fluxo estimado apresenta um ligeiro desvio nos instantes em que o fluxo é ligado e desligado.

Na Figura 6.3 é apresentada a comparação entre a temperatura numérica com a experimental na posição $z = H$ da amostra (25,0 mm; 25,0 mm; 10,9 mm). Esta temperatura numérica foi obtida via *ANSYS CFX*[®] usando o fluxo estimado com 100 tempos futuros. Mesmo considerando a situação de maior desvio entre fluxos, houve uma excelente concordância entre as temperaturas numérica e experimental, com um desvio médio menor que 0,03°C. A diferença entre estas temperaturas é apresentada pela Figura 6.4 e seu maior valor absoluto é inferior a 0,1°C.

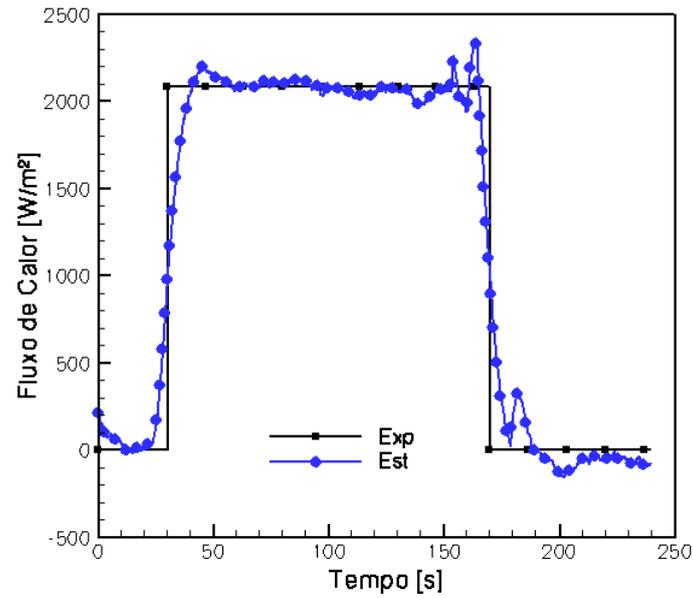


Figura 6.2: Comparação entre o fluxo experimental e estimado para $r = 100$.

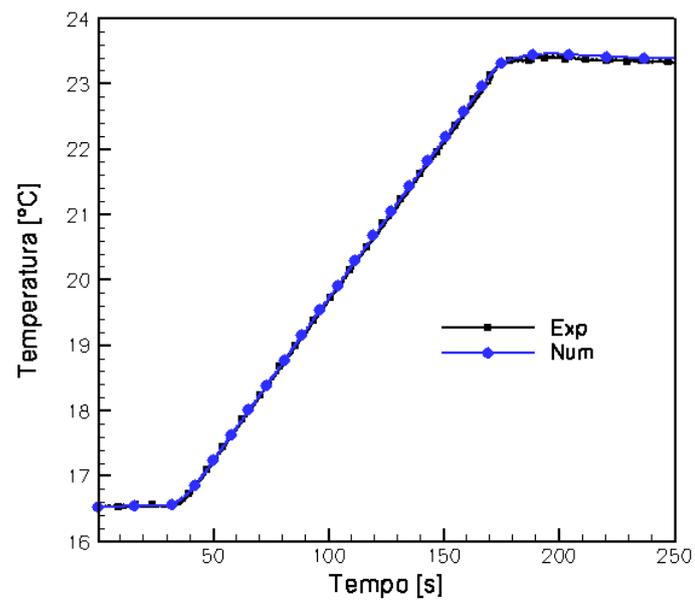


Figura 6.3: Comparação entre temperatura experimental e numérica.

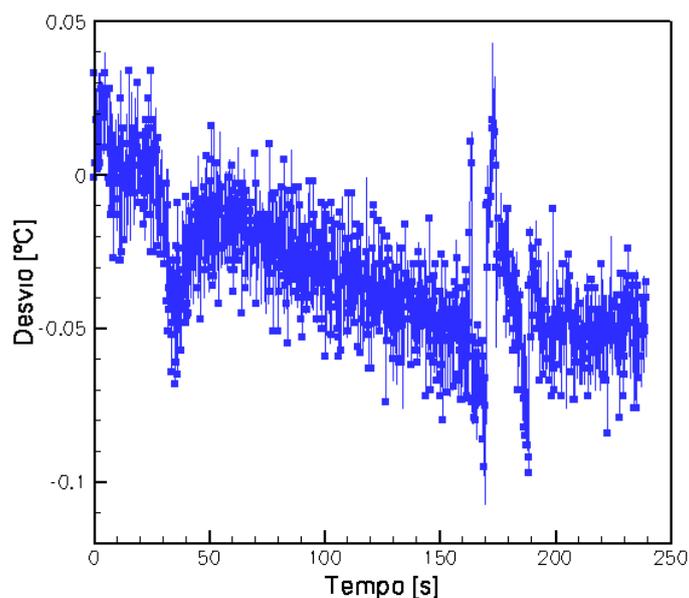


Figura 6.4: Desvio entre temperatura experimental e numérica.

Nesta parte também foi feito um teste de refinamento de malhas comparando a temperatura obtida numericamente, usando uma malha de $50 \times 50 \times 11$ elementos nas direções x , y e z , respectivamente, num total de 27.500 elementos. Como se trata de um caso unidimensional, a segunda malha foi refinada somente na direção de propagação de calor, z , de 11 para 20 elementos, passando para 50.000 elementos no total. Em ambos os casos, as malhas são hexaédricas com distribuição uniforme dos elementos.

A diferença entre as temperaturas, calculadas pela primeira e segunda malha, é mostrada na Figura 6.5. A diferença é calculada fazendo a temperatura da primeira malha menos a temperatura da segunda malha. A diferença média entre as duas temperaturas calculadas foi menor que $0,00065 \text{ }^\circ\text{C}$, o que é inferior a incerteza do termopar que é de $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$. Pode-se concluir que praticamente não há diferença, mostrando que, a primeira malha já possuía um refinamento adequado.

O modelo tridimensional também foi submetido a teste de refinamento, tal como o modelo unidimensional, apresentando o mesmo comportamento do primeiro caso. Isso aconteceu devido o modelo considerar somente domínio sólido, em que não são considerados problemas físicos mais complexos como convecção ou turbulência.

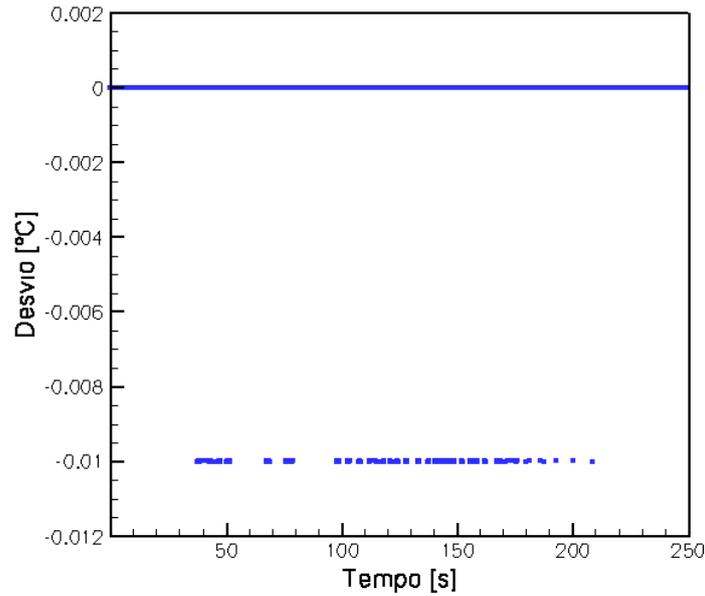


Figura 6.5: Desvios de temperatura devido à diferença de refinamento de malhas.

O campo de temperatura na amostra para o caso unidimensional calculado a partir do fluxo estimado é apresentado na Figura 6.6. Nesta figura é apresentada a simulação em três instantes de tempo (zero, 150 e 170 segundos). Observa-se na Figura 6.6a a distribuição homogênea para a condição inicial do problema. Já na Figura 6.6b, pode-se ser notado uma variação gradual da temperatura, até atingir a condição de máxima temperatura (Figura 6.6c).

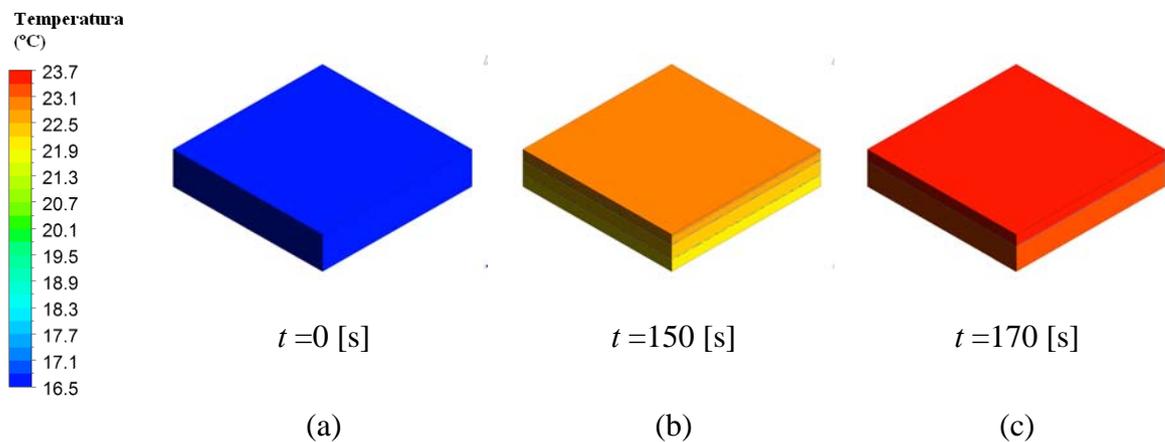
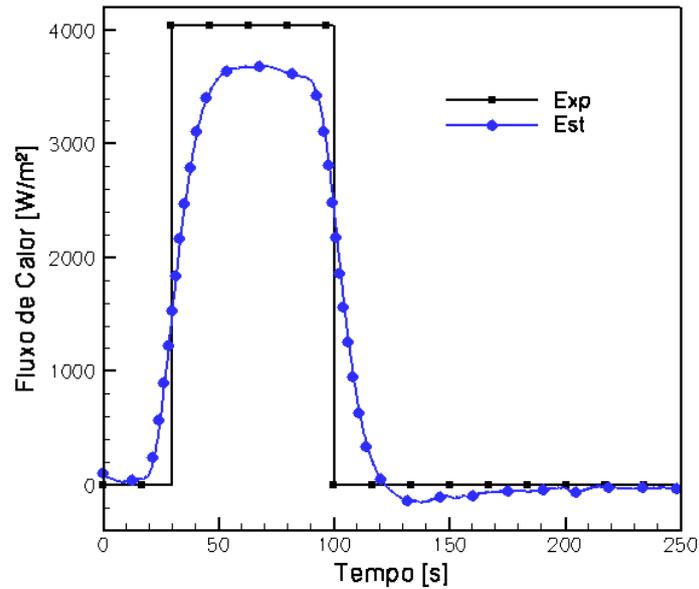


Figura 6.6: Distribuição de temperatura em °C, para diferentes instantes de tempo.

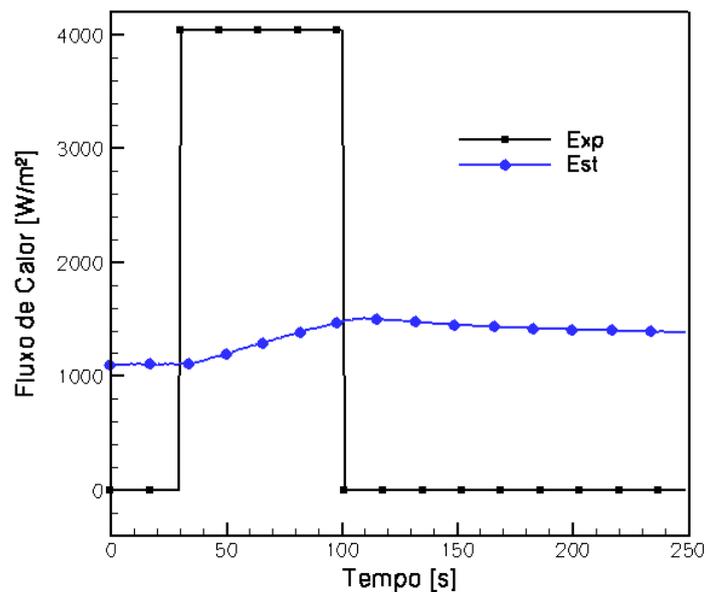
6.2. EXPERIMENTO TRIDIMENSIONAL

Para o caso tridimensional, foram realizados 40 experimentos (Holman, 2001). Para este experimento, a amostra de aço inox AISI 304 possui dimensões de 100,0 x 60,0 x 9,5 mm (Figura 4.3). O tempo total foi de 250 s com tomadas de temperatura a cada 0,2 s, totalizando 1.250 leituras de temperatura. Assim, como no caso unidimensional, este experimento inicializou-se com fluxo nulo de 0 a 30 s, seguidos de 70 s com fluxo de 4.037 W/m^2 , e os últimos 150 segundos com fluxo nulo novamente. Neste experimento foram usados dois termopares conforme apresentado na Figura 4.16. Um termopar foi colocado na superfície oposta ao aquecimento na posição $x = 55,0 \text{ mm}$, $y = 6,0 \text{ mm}$ e $z = 0,0 \text{ mm}$, (T_1) e outro termopar foi colocado próximo ao aquecedor no ponto $x = 25,0 \text{ mm}$, $y = 25,0 \text{ mm}$ e $z = 9,5 \text{ mm}$ (T_2). Os valores adotados para o fluxo de calor e para o tempo de aquecimento garantem uma diferença de temperatura menor que 8 C° . Da mesma forma que para o experimento unidimensional, este procedimento foi utilizado para manter a condição de propriedades térmicas constantes.

Na Figura 6.7a é mostrada uma comparação entre o fluxo estimado com a técnica função especificada e o fluxo experimental. Neste caso, o fluxo de calor estimado é um valor intermediário visto que foi obtido a partir de dois sensores de temperatura. A estimação via função especificada foi feita com 100 tempos futuros. Observa-se nesta figura uma boa concordância entre o fluxo experimental e estimado, para a técnica da função especificada. O desvio médio entre o fluxo experimental e estimado foi de 9,7%. Na Figura 6.7b é mostrada a comparação entre o fluxo experimental e estimado, para a técnica Direção Conjugada, em que o fluxo de calor estimado foi obtido a partir de um único sensor. Para esta técnica não foi possível estimar o fluxo de calor com precisão (Figura 6.7b). A metodologia usando a técnica Direção Conjugada e *ANSYS CFX*[®] ainda apresenta problemas em seus procedimentos relativos ao fluxo de calor, requerendo melhorias no programa. Por isso que esta técnica não foi utilizada para o caso unidimensional.



(a)



(b)

Figura 6.7: Comparação entre fluxo experimental estimado para as técnicas a) função especificada e b) Direção Conjugada.

Analisando os resultados obtidos para o fluxo de calor estimado, verifica-se que eles foram somente satisfatórios para a técnica função especificada. O mesmo comportamento foi obtido para os outros 39 experimentos restantes. A diferença entre o fluxo de calor estimado e experimental para a técnica função especificada foi maior para este caso do que para o caso 1D. Esta diferença foi maior aqui por causa da maior dificuldade de se isolar a amostra para o modelo tridimensional. Outra causa para este problema pode ter sido o erro associado ao

correto posicionamento dos termopares. Para o modelo unidimensional só é levado em conta à espessura, entretanto para o modelo tridimensional deve-se levar em conta as três posições.

Ressalta-se que neste trabalho a estimação do fluxo de calor, via função especificada, para o modelo tridimensional, é necessário o prévio cálculo do coeficiente de sensibilidade numericamente via *ANSYS CFX*[®]. Isto é feito considerando o fluxo de calor de $1,0 \text{ W/m}^2$ e a temperatura inicial de $0,0 \text{ }^\circ\text{C}$ no problema direto, conforme apresentado no Capítulo 3. Na Figura 6.8 é apresentado o perfil dos coeficientes de sensibilidade de cada um dos termopares.

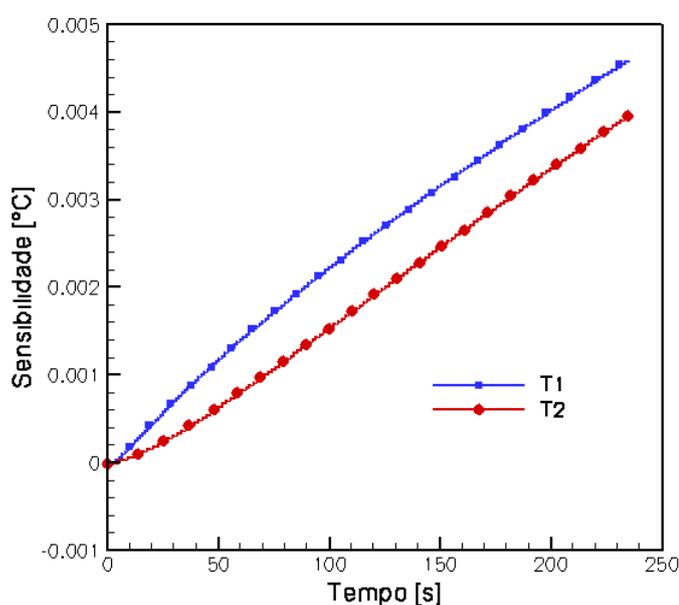
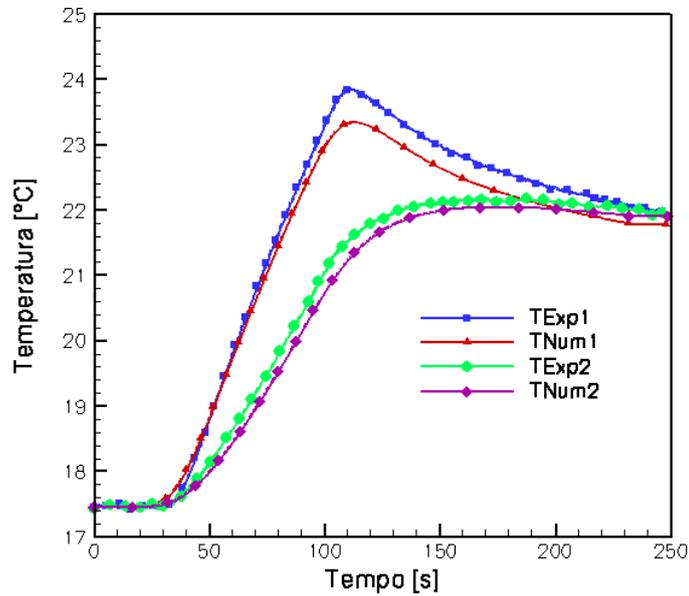


Figura 6.8: Coeficiente de sensibilidade calculado pelo *ANSYS CFX*[®].

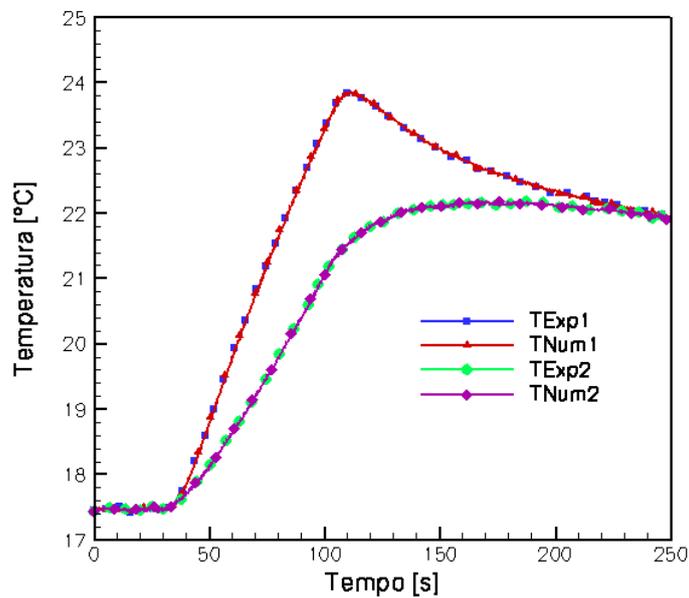
Nas Figuras 6.9a e 6.9b são apresentadas a comparação entre as temperaturas experimentais e as calculadas no problema direto a partir do fluxo de calor estimado, para duas técnicas de problemas inversos. Pode-se observar que as duas técnicas apresentaram bons resultados, para o cálculo da temperatura.

Nas Figuras 6.10a e 6.10b são mostrados os respectivos desvios entre as temperaturas numéricas e as experimentais, para ambos os termopares. Observa-se nestas figuras que a técnica da Direção Conjugada apresentou melhores resultados para a obtenção da temperatura do que a técnica Função Especificada. Os desvios de temperatura para a técnica da função especificada, foram de $0,24$ e $0,16 \text{ }^\circ\text{C}$ respectivamente para os termopares T_1 e T_2 . Os desvios entre as temperaturas numérica e experimental, obtidos pela técnica da Direção Conjugada, foram de $0,00036$ e $0,00049 \text{ }^\circ\text{C}$, sendo resultados excelentes e inferiores a

incerteza do termopar. Destaca-se que em muitos processos práticos, como o de usinagem, é mais importante obter com precisão a temperatura como, por exemplo, na interface cavaco – ferramenta.

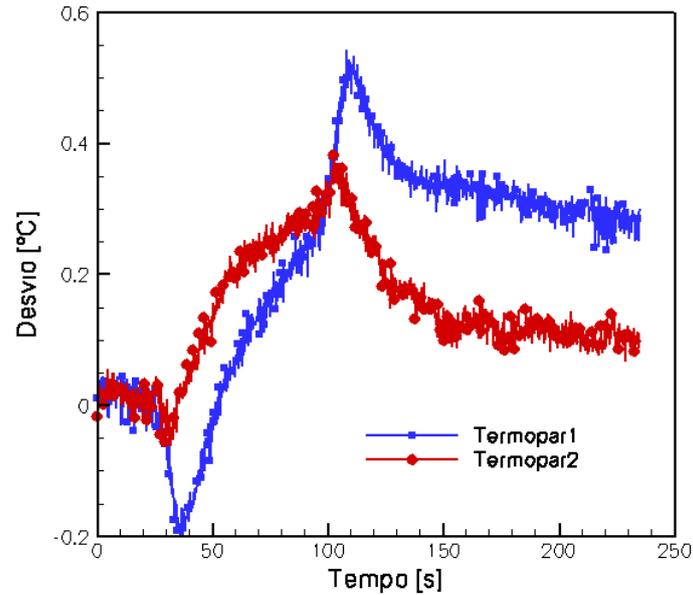


(a)

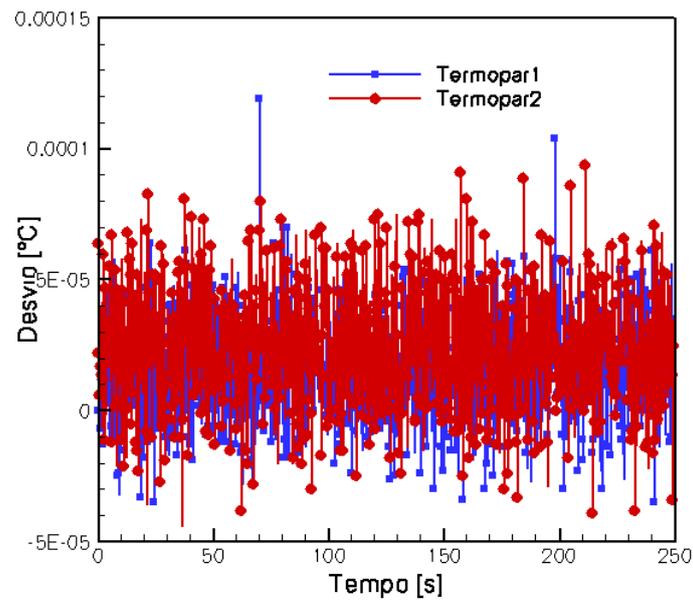


(b)

Figura 6.9: Comparação entre as temperaturas experimentais e as calculadas pelas técnicas a) função especificada e b) Direção Conjugada.



(a)



(b)

Figura 6.10: Desvio entre temperatura experimental e numérica para a) Função especificada e b) Direção Conjugada.

Apresenta-se na Figura 6.11 o campo térmico tridimensional calculado pelo *ANSYS CFX*[®] para o experimento tridimensional. Nesta figura pode-se notar que as regiões onde foram colocados os termopares (Figura 4.16) apresentaram boa sensibilidade para o uso das técnicas de problemas inversos, ou seja, são regiões cuja temperatura sofre grande variação devido ao fluxo de calor aplicado, evitando que a presença de ruídos leve à estimativas de fluxo erradas. A mesma qualidade não seria possível caso os termopares fossem posicionados nas regiões de

menores temperaturas, que são as regiões mais afastadas da área em que o fluxo de calor foi aplicado.

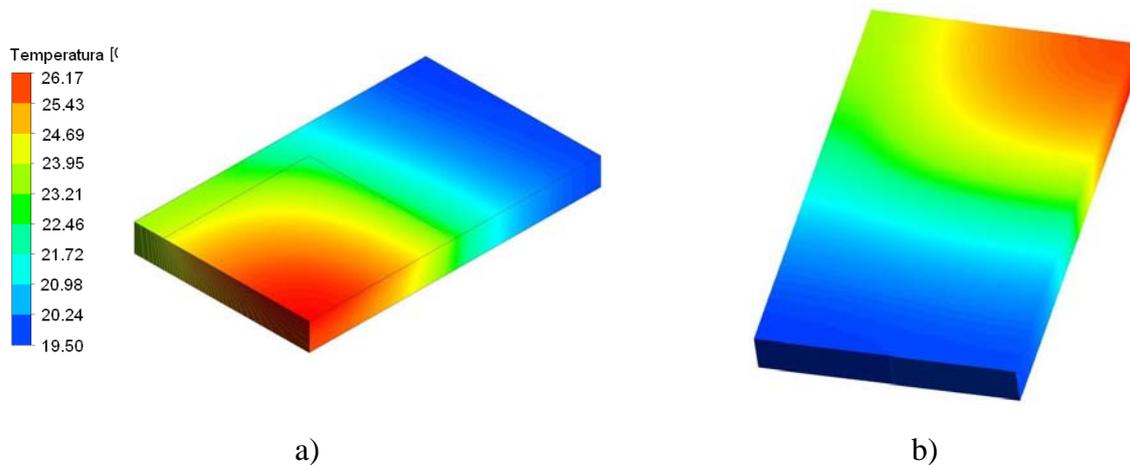


Figura 6.11. Campo térmico para o experimento tridimensional na superfície superior (a) e inferior (b).

Um aspecto que sempre é considerado em simulações computacionais é o tempo de processamento e as configurações da máquina em que foram feitas as simulações. Para este trabalho, foi usado um computador com processador Intel Core(TM) 2 Duo CPU 2.80 GHz e 3,48 GB de RAM. Os tempos de processamento são apresentados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3: Tempos de processamento para o problema direto.

Caso	Método	Malha	Processamento	Tempo
Unidimensional	Direto	27.500	Serial	18 min
Unidimensional	Direto	50.000	Serial	52 min
Tridimensional	Direto	120.000	Paralelo local 2 núcleos	2,5 hs
Tridimensional	Direto	480.000	Paralelo local 2 núcleos	7,2 hs

Usando a mesma máquina, a técnica da Direção Conjugada, demandou aproximadamente 73hs de processamento, para a malha de 120.000 elementos. Esta técnica, por ser um método iterativo, de fato demanda um maior tempo de processamento.

Capítulo 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

7.1 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentada uma metodologia para estimar o fluxo de calor em regime transiente, a partir de sinais experimentais de temperatura medidos em regiões de acesso. A aplicação desta metodologia pode ser estendida a problemas práticos de transferência de calor em que não é possível mensurar o fluxo de modo direto. A metodologia consiste em usar técnicas inversas aliadas ao programa comercial *ANSYS CFX*[®] para resolver o problema térmico e conferir a convergência dos campos de temperatura.

Para resolver o problema inverso, foram usadas duas técnicas. A primeira foi a Função Especificada e a segunda baseou-se em usar algoritmos de otimização Direção Conjugada. Para validação da metodologia foram realizados ensaios controlados em laboratório, utilizando modelos térmicos uni e tridimensional.

A técnica da Função Especificada, aplicada ao modelo unidimensional, apresentou fluxo estimado, com desvios entre 0,7 e 2,5 % em relação ao experimental. Entretanto foi obtido um campo de temperatura numérico próximo ao real, mesmo usando o fluxo de calor de maior desvio, aproximadamente 0,04 °C. Um parâmetro relevante nesta técnica é o número de tempos futuros r . Notou-se a influência deste parâmetro sobre o fluxo estimado. Menores valores de r apresentam fluxos com menores desvios em relação ao experimental, porém, têm maiores oscilações.

Quando aplicada para o modelo tridimensional, a técnica da Função Especificada também apresentou resultados. Todavia, para este caso, os desvios para o fluxo estimado foram maiores que para o caso anterior e ficaram na ordem de 9,7 %, mesmo com uso de sinais de temperatura de dois termopares. Normalmente, o uso de múltiplos sensores deve melhorar a qualidade da estimativa do fluxo e ter robustez em relação aos ruídos. Uma causa do maior desvio entre os fluxos estimado e experimental pode ter sido uma diferença entre a posição dos termopares no experimento e a posição da sonda numérica, do modelo computacional. Outra possível causa para esta diferença foi a dificuldade de isolamento para o modelo tridimensional. Como o aquecedor foi colocado somente em parte da amostra (Figura 4.16a) ficou um vão entre as superfícies não aquecidas da montagem simétrica, cujo isolamento foi muito difícil. Por último, a pasta térmica de prata usada entre o aquecedor e a superfície da amostra pode ter criado uma resistência térmica de contato, uma vez que esta pasta não possui uma condutividade muito alta.

Em consequência das dificuldades ainda encontradas no uso da técnica baseada em algoritmo de otimização, seu uso acabou não sendo considerado para o modelo unidimensional. Mesmo assim foi possível comprovar sua eficácia no cálculo de temperatura, cujos resíduos em relação a temperatura experimental são da ordem de 10^{-5} , muito abaixo da incerteza do termopar. Seu custo computacional é bastante elevado, em relação ao da Função Especificada, por ser uma técnica iterativa que, neste caso, minimiza a função objetivo para cada intervalo de tempo. Todavia, isto não será um problema para os novos computadores disponíveis no mercado.

O programa *ANSYS CFX*[®] baseia-se no uso do Método dos Volumes Finitos que precisa da discretização do domínio físico, para gerar equações algébricas, que são resolvidas por métodos numéricos ao invés de solucionar as equações diferenciais. Métodos numéricos podem carregar erros, chegando a convergir em resultados equivocados. Por isso é importante conferir a qualidade da malha bem como os parâmetros de cálculos e também fazer a validação da metodologia comparando-a com a solução exata. Por trabalhar somente com condução de calor em meio sólido, homogêneo, não foram detectadas complicações significativas relativas à malha, seu tipo ou refinamento. Entretanto, o mesmo pode não acontecer em modelos térmicos que envolvam outros fenômenos térmicos como radiação e convecção.

Enfim, considera-se que os objetivos principais deste trabalho foram todos alcançados, ficando algumas partes do mesmo para serem aprimoradas, como podem ser vistos na próxima seção e no Apêndice B.

7.2 SUGESTÕES

O uso combinado de técnicas inversas e programas de CFD tem um vasto campo de aplicações. Sugere-se para continuação deste trabalho, a aplicação destas técnicas em situações reais de engenharia, como processos de usinagem e soldagem. Primeiramente, usando a Função Especificada e em seguida, a técnica baseada no algoritmo da Direção Conjugada.

Uma vez que a Técnica da Função Especificada sente os efeitos de ruídos no sinal de temperatura, sugere-se fazer tratamento deste sinal com filtros digitais. Dessa forma, pode-se usar um menor valor de tempos futuros, estimando o fluxo de calor com um menor desvio em relação ao real, sem as oscilações apresentadas na Figura 6.1.

Neste trabalho, foi considerado apenas a condução de calor, logo, fica a proposta de considerar efeitos de convecção e radiação, tornando a simulação mais próxima do real. Para isso, deve-se melhorar o uso das técnicas de otimização da Direção Conjugada, visto que a Função Especificada é eficiente em condução de calor, mas apresenta uma grande complexidade para sua implementação em problemas com convecção e radiação. Outra vantagem destas técnicas sobre a Função Especificada, é poder fazer a otimização multi-objetivo, a qual permite estimar mais de um parâmetro ao mesmo tempo, podendo ser o coeficiente de película, o coeficiente de troca de calor por convecção, ou a pressão específica de corte, que é um item importante no projeto de ferramentas de corte, e no processo de usinagem.

O uso dos *softwares* para o estudo da transferência de calor tem sido bastante explorado. Atualmente, muitos pacotes computacionais de CFD conseguem trabalhar integrados com qualquer programas de CAD. Isso permite que se construam facilmente geometrias que representem fielmente o sistema físico de interesse. No caso, por exemplo, de

ferramentas de corte, pode-se representar fielmente a geometria da ferramenta, como quebra-cavaco, ângulos de corte, furos e a real área de contato entre a ferramenta e a peça a ser usinada. Como o coeficiente de sensibilidade é muito influenciado pela presença de ruídos, os programas computacionais de CFD devem ser usados também para escolher a região de maior sensibilidade. Quanto maior a sensibilidade no ponto de medição da temperatura, melhor a qualidade do sinal e menor os efeitos dos ruídos sobre a estimativa do fluxo.

Outra sugestão é aplicar técnicas como Projeto de Experimentos, como DOE (*Design of Experiments*) para aprimorar a técnica experimental. Isto, combinado a técnicas inversas e softwares como o *ANSYS CFX*[®], permitirá otimizar diversos processos industriais, ao mesmo tempo que reduz custos e melhora o desempenho dos equipamentos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AL – SADAH, F. H. (1991)**, “Finite Difference Analysis for Heat Transfer in Vertical Annulus”, *Engineering Analysis With Boundary Elements*, v 8, n°8, pp 273 - 277
- AUBIN, J., FLETCHER, D. F., XUEREB, C. (2004)**, “Modeling Turbulent Flow in Stirred Tanks With CFD: The Influence of Modeling Approach, Turbulence Model and Numerical Scheme ”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, v 28, pp 431 – 445
- BATTAGLIA, J. L., COIS, O., PUIGSEGUR, L., OUSTALOUP, A. (2001)**, “Solving an Inverse Heat Conduction Problem Using a Non-Integer Identified Model”, *Experimental Heat Transfer*, v. 18, pp.13 – 25.
- BATTAGLIA, J. L., PUIGSEGUR, L., CAHUC, O. (2005)**, “Estimated Temperature on a Machined Surface Using an Inverse Approach”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp.2671 – 2680.
- BECK, J. V., BLACKWELL, B., ST CLAIR JR, C. R. (1985)**, “Inverse Heat Conduction Ill-Posed Problems”, John Wiley & Sons.
- BIRD, R. B., LIGHTFOOT, E. N., STEWART, W. E. (2004)**, “Fenômenos de Transporte”, LTC, Rio de Janeiro, 838p.
- CARVALHO, S. R., LIMA (2005)**, “*Determinação do Campo de Temperatura em Ferramentas de Corte Durante um Processo de Usinagem por Torneamento*”, Tese de Doutorado, Programa de Pós- Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

- CARVALHO, S. R., LIMA E SILVA, S. M. M., MACHADO, A. R., GUIMARÃES G. (2006)**, “Temperature Determination at the Chip-tool Interface using an Inverse Thermal Model considering the Tool and Tool Holder”, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 179, pp. 97 – 104.
- CARVALHO, S. R., SANTOS, M. R., SOUZA, P. F. B., GUIMARÃES, G, LIMA E SILVA, S. M. M., (2009)**, “Comparison of Inverse Methods in the Determination of Heat Flux and Temperature in Cutting Tools During a Machining Process”, *High Temperatures High Pressures*, Vol. 38, mº 2, pp. 119 – 136.
- CAROLLO, L. F. S., (2010)**, “*Estimação Simultânea de Propriedades Termofísicas de Materiais Metálicos*”, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais, Brasil.
- CHANG, H. H., HUNG, C. L., (2005)**, “A Three-Dimensional Inverse Problem in Predicting the Heat Fluxes Distribution in the Cutting Tools”, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 48, pp. 1009 - 1034
- CHANG, C. L., CHANG, M. (2006)**, “Non-Iteration Estimation of Thermal Conductivity Using Finite Volume Method”, *International Communication in Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, pp 1013 – 1030.
- CHENG, H. H., LI, C. J., LI, R., SHIH, A. J., 2007)**, “A Three-Dimensional Inverse Problem in Estimating the Applied Heat Flux of a Titanium Drilling: Theoretical and Experimental Studies”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 3265 – 3277.
- DOWDING, K. J., BECK, J. V., BLACKWELL, B. F. 1996**, “Estimations of Directional – Dependent Thermal Properties in a Carbon – Carbon Composite”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, n 15, pp 3157 - 3164
- ECKHARDT, B., ZORI, L. (2002)**, “Computer Simulation Helps Keep Down Costs For NASA’s Lifeboat For The International Space Station”, *Aircraft Engineering and Space Technology*, Vol. 74, nº 5, pp 441 - 446

- FREUND, S., KABELAC, S. (2010)**, “Investigation of Local Heat Transfer Coefficient in Plate Heat Exchangers With Temperature Oscillations IR Thermography and CFD”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp 3764 – 3781.
- GRZESIK, W., BARTOSZUK, M., NIESLONY, P. (2005)**, “Finite Element Modeling of Temperature Distribution in the Cutting Zone in Turning Process With Difference Coated Tools”, *Journal of Materials and Processing Technology*, pp 1024 - 1211
- JEN, T. C., GUITIERREZ, G., EAPEN, S. (2001)**, Numerical Analysis in Interrupted Cutting Tool Temperatures”, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 39, pp. 1 - 20.
- HAMILTON, R., MACKENZIE, D., LI, H. (2010)**, “Multi- physics Simulation of Friction Stir Welding Process”, *International Journal for Computer Aided Engineering and Software*, Vol. 27 n° 7, pp 967 - 985.
- HOLMAN, J. P. (2001)**, “Experimental Methods for Engineers”, 7th ed., *McGraw-Hill Book Company*, New York, 720 p.
- HUANG, C. H., WANG, S. P. (1999)**, “A Three-dimensional Inverse Heat Conduction Problem in Estimating Surface Heat Flux by Conjugate Gradient Method”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp 3387 - 3403.
- HUANG, C. H., WANG, S. P. (2000)**, “A Three-dimensional Inverse Forced Convection Problem in Estimating Surface Heat Flux by Conjugate Gradient Method”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp 3387 - 3403.
- KOMANDURI, R., HOU, Z. B. (2001a)**, “A Review of the Experimental Techniques for the Measurement of Heat and Temperature Generated in Some Manufacturing Process and Tribology”, *Tribology International*, Vol. 34, pp 653 - 682.
- KOMANDURI, R., HOU, Z. B. (2001b)**, “Thermal Analysis of Dry Bearing – A Comparison Between Analytical, Numerical (Finite Element) and Experimental Results”, *Tribology International*, Vol. 34, pp 145 - 160.
- LAZARD e CORVISIER (2005)**, “Inverse Method for Transient Temperature Estimation During Machining”, Preciding of 5th International Conference on Inverse Problem in Engineering: Theory and Practice, Cambrige, UK, 11 – 15th July, 2005.

- 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, Uberlândia, M.G., Brazil, 130p.
- LIPCHIN, A., BROWN, R. A. (2000)**, “Hybrid Finite Volume/Finite Element Simulation for Heat Transfer and Melt Turbulence in Czochralski Crystal Growth of Silicon”, *Journal of Crystal Growth*, Vol. 216, pp 192 - 203
- LÖHNER, R., CAMELI, F. (2005)**, “Optimal Placement of Sensors for Contaminant Detection Based on Detailed 3D CFD Simulation”, *International Journal for Computer – Aided engineering and Software*, Vol. 22, nº 3, pp 260 - 273
- MALISKA, C. R. (2004)**, “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional”, LTC, 2ª Edição, 453p.
- MIRADE, P. S., DAUDIN, J. D., DUCEPT, F., TRYSTRAM, G., CLEMENT, J. (2004)**, “Characterizations and CFD Modeling of Air Temperature and Velocity Profiles in an Industrial Biscuit Baking Tunnel Oven”, *Food Research international*, Vol. 37, pp 1031 - 1039
- ÖZEL, T., ALTAN, T. (2000)**, “Process Simulation Using Finite Element Method – Prediction of Cutting Forces, Tool Stress and Temperatures in High – Speed Flat in Milling”, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 40, pp 713 - 738.
- ÖZISIK, N. M. (1993)**, “Heat Conduction”, 2nd ed., Wiley, New York, 716 p.
- ÖZISIK, M. N., ORLANDE, H. R. B. (2000)**, “Inverse Heat Transfer”, Taylor & Francis, PP 3,7 -8.
- PATNAIK, G., BORIS, J. P., GRINSTEIN, F. F. (2003)**, “Large Scale Urban Simulation With The Miles Approach”, CFD Conference, Orlando, Florida, June, 23 - 26, 2003
- ROUBOA, A., MONTEIRO, E. (2008)**, “Heat Transfer in Multi-block Grid During Solidification: Performance of Finite difference and Finite Volume Method”, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 204, pp 451 - 458

- SHIQUEMORI, E. H., HARTER, F. P., CAMPOS VELHO, H. F., da SILVA, J. D. S. (2002)**, “Estimation of Boundary Conditions in Conductions Heat Transfer by Neural Networks”, *Tendências em Matemática Aplicada e Computacional*, Vol. 3, nº 2, pp 189 - 195
- SILVA, C. P. (2011)** “*Comparação de Técnicas de Problemas Inversos em Transferência de Calor*”, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós- Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais, Brasil.
- STEPHENSON, D. A. (1991)**, “Assessment of Steady-State Metal Cutting Temperature Models Based on Simultaneous Infrared and Thermocouple Data”, *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 113, pp. 121 - 128.
- STEPHENSON, D. A (1996)**, “Cutting Temperature of Ceramic Tools in High Speed Machining of Difficult-to-Cut Materials”, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 36, pp. 611 - 634.
- TAY, A. A. O. (1991)**, “The Importance of Allowing for the Variation of Thermal Properties in Numerical Computational of Temperature Distribution in Machining”, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 28, no. 1-2, pp. 49 - 58.
- TAY, A. O., STEVENSON, M. G., DAVIST, G. V., OXLEY, P. L. B. (1976)**, “A Numerical Method for Calculating Temperature Distributions in Machining From Force and Shear Angle Measurements”, *International Journal Machining Tool Design*, Vol. 16, pp. 335 - 349.
- TRENT, E. M., WRIGHT, P. K., (2000)**, “*Metal Cutting*”, Butterworth Heinemann 4th ed., Woburn, United States, 446p.
- VANDERPLAATS, G. N. (2005)**, “Numerical Optimization Techniques for Engineering Design” McGraw-Hill, 4th ed., New York, United States, 465p.
- VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA. (1995)**, “An Introduction To Computational Fluid Dynamic: The Finite Volume Method”, Longman Scientific and Technical, 2st ed, England, 257p

- VOGEL, C. R. 2002**, “Computational Methods Inverse Problems”, Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, 183p.
- THOMPSON, B., RUMFORD, C. (1798)**, “An Enquiry Concerning the Source of Heat Which is Excited by Friction”, *Phil Trans Royal Society*, London.
- XIAOXIANG, C., WEIHAO, V. (2010)**, “Numerical Simulation of the Temperature Field Within New Typo of Monolayer Freezing – Shaft Lining”, *Mining Science and Technology*, Vol. 20, pp 198 - 203
- ZENG, Z., WANG, L., WANG, Y., ZHANG, H. (2009)**, “Numerical and Experimental Investigation on Temperature Distribution of the Discontinuous Welding”, *Computational Materials Science*, Vol. 44, pp 1153 - 1162
- ZHOU, M., CLODE, M. P. (1998)**, “A Finite Element Analysis for the Least Temperature Rise in a Hot Torsion Specimen”, *Finite Element in Analysis and Design*, Vol. 31, pp 1 - 14
- ZUECO, J., ALHAMA, F., GONZALEZ FERNANDEZ, C. F. (2004)**, “Inverse Determination of the Specific Heat of Foods”, *Journal of Food Engineering*, Vol. 64, pp. 347 - 353.
- WANG, B. L., TIAN, Z. H. (2005)**, “Application of Finite Element – Finite Difference Method To The Determinations of Transient Temperature Field in Functionally Graded Materials”, *Finite Element Analysis and Design*, Vol. 41, pp 335 – 349.

APÊNDICE A

O MÉTODO DE STOLZ

Neste Apêndice é apresentado o Método de Stolz, (Beck *et al.*, 1985) como material complementar a compreensão do Método da Função Especificada. O Método de Stolz é uma técnica inversa que já possui uma função objetivo de mínimos quadrados incorporada ao mesmo. Essa técnica baseia-se na resolução da equação da difusão de calor, Equação A.1, considerando as propriedades termofísicas constantes, sujeita também à condição de contorno A.2 e condição inicial A.3.

$$\nabla^2 T(x, y, z, t) + \frac{1}{\lambda} g(x, y, z, t) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial t} \quad (\text{A.1})$$

$$\lambda_l \frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial \hat{n}_l} + h_l T(x, y, z, t) = f_l(x, y, z, t) \quad (\text{A.2})$$

$$T(x, y, z, 0) = F_i(x, y, z) \quad (\text{A.3})$$

sendo o termo $g(x, y, z, t)$ a geração interna de calor, h_l é o coeficiente de convecção na superfície S_l , \hat{n}_l é o vetor normal à superfície S_l , $f_l(x, y, z, t)$ é a condição de contorno na superfície S_l e $F_i(x, y, z)$ é a condição inicial do problema. Para resolver a Equação A.1, pode-se usar uma função de Green, Equação A4, (Özisik, 1993).

$$\begin{aligned} T(x, y, z, t) = & \int_V G(x, y, z, t | x', y', z', \tau) |_{\tau=0} F_i(x', y', z') dv' \\ & + \frac{\alpha}{\lambda} \int_{\tau=0}^t \int_V G(x, y, z, t | x', y', z', \tau) g(x', y', z', \tau) dv' d\tau \\ & + \alpha \int_{\tau=0}^t \sum_{l=1}^S \int_{S_l} (\xi f_l(x', y', z', \tau)) ds_l' d\tau \end{aligned} \quad (\text{A.4})$$

sendo que $G(x, y, z, t | x', y', z', \tau)$ é a função de Green apropriada para o problema de condução de calor em questão, (x', y', z') são as direções utilizadas como variáveis de integração, τ o tempo utilizado como variável de integração, dv' é o elemento diferencial de volume, ds'_i é o elemento diferencial de área na superfície S_i , $d\tau$ é o elemento diferencial de tempo, V é o volume total do corpo em estudo e S é a superfície total do corpo.

O parâmetro ξ é determinado em função da condição de contorno do modelo físico. Para condição de fluxo prescrito ou de convecção, este parâmetro ξ assume a forma:

$$\xi = \frac{1}{\lambda} G(x, y, z, t | x', y', z', \tau) \Big|_{(x', y', z')=(x, y, z)_i} \quad (\text{A.5})$$

Se o problema apresentar condição de temperatura prescrita, o parâmetro ξ tem a seguinte forma:

$$\xi = -\frac{1}{h_i} \frac{\partial G(x, y, z, t | x', y', z', \tau)}{\partial \hat{n}_i} \Big|_{(x', y', z')=(x, y, z)_i} \quad (\text{A.6})$$

sendo $(x, y, z)_i$ as direções que variam ao longo da superfície S_i .

Outra maneira de resolver a equação geral da difusão de calor, A.1, é aplicando o teorema de Duhamel, dado pela Equação A.7:

$$T(x, y, z, t) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\tau=0}^t \phi(x, y, z, t - \tau, \tau) d\tau \quad (\text{A.7})$$

sendo $\phi(x, y, z, t - \tau, \tau)$ uma função a ser determinada.

Para resolver a Equação A.7, é necessário conhecer previamente a função $\phi(x, y, z, t - \tau, \tau)$, entretanto, de acordo com Bird *et al.*(2004), é possível avaliar a diferenciação da Equação A.7 sem resolvê-la aplicando a fórmula de Leibniz para diferenciação de integrais. A fórmula de Leibniz é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\psi(t)}^{\zeta(t)} f(x, t) dx = \int_{\psi(t)}^{\zeta(t)} \frac{\partial f(x, t)}{\partial t} dx + f(\zeta, t) \frac{d\zeta}{dt} - f(\psi, t) \frac{d\psi}{dt} \quad (\text{A.8})$$

O limite inferior da Equação A.7 é um constante, dessa forma a derivada deste limite em relação ao tempo é nula. O limite superior da Equação A.7 é o tempo, e sua derivada em relação a ele mesmo é unitária. O valor da função $\phi(x, y, z, t - \tau, \tau)$ no instante $t = \tau$ é igual à condição inicial do problema. De posse destes resultados, a Equação A.7 assume a seguinte forma quando se aplica a Equação A.8:

$$T(x, y, z, t) = F_i(x, y, z) + \int_{\tau=0}^t \frac{\partial \phi(x, y, z, t - \tau, \tau)}{\partial t} d\tau \quad (\text{A.9})$$

A Equação A.9 mostra que, a distribuição de temperatura ao longo do corpo num instante qualquer de tempo, é igual a uma distribuição de temperatura inicial arbitrária somada a sua variação até o instante de tempo escolhido.

Considerando-se um caso de difusão de calor em que não há geração interna de calor, o fluxo de calor é uniforme em uma superfície e todas as demais superfícies remanescentes são isoladas, desprezando os efeitos de convecção e a temperatura inicial uniforme em todo o sólido. O equacionamento deste caso é representado a seguir:

$$\nabla^2 T(x, y, z, t) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial t} \quad (\text{A.10})$$

$$\lambda_l \frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial \hat{n}_l} = \delta_{l1} q''(t) \quad (\text{A.11})$$

Sendo que δ_{l1} é o delta de Kronecker, cujo valor é mostrado em seguida:

$$\delta_{l1} = \begin{cases} 0, l \neq 1 \\ 1, l = 1 \end{cases} \quad (\text{A.12})$$

$$T(x, y, z, 0) = T_0 \quad (\text{A.13})$$

Aplicando-se as Equações A.10, A.11, A.12 e A.13 na Equação A.4 e com uma transformação de variável adequada (Özisik, 1993) que pode fazer com que a temperatura inicial seja nula, assim dessa forma, pode-se igualar a Equação A.9 com a Equação A.4 como:

$$\int_{\tau=0}^t \frac{\partial \phi(x, y, z, t - \tau, \tau)}{\partial t} d\tau = \int_{\tau=0}^t q''(\tau) \left(\int_{S_1} \frac{\alpha}{\lambda} G(x, y, z, t | x', y', z', \tau) \Big|_{(x', y', z')=(x, y, z)_1} ds'_1 \right) d\tau \quad (\text{A.14})$$

O termo $\phi(x, y, z, t - \tau, \tau)$ pode ser desmembrado em $\theta(\tau)\phi(x, y, z, t - \tau)$ (Özisik, 1993), sendo assim:

$$\int_{\tau=0}^t \theta(\tau) \frac{\partial \phi(x, y, z, t - \tau)}{\partial t} d\tau = \int_{\tau=0}^t q''(\tau) \left(\int_{S_1} \frac{\alpha}{\lambda} G(x, y, z, t | x', y', z', \tau) \Big|_{(x', y', z')=(x, y, z)_1} ds'_1 \right) d\tau \quad (\text{A.15})$$

Da Equação A.15 é possível concluir através de semelhança de variáveis que:

$$\theta(\tau) = q''(\tau) \quad (\text{A.16})$$

Substituindo a Equação A.16 na Equação A.9, resulta em:

$$T(x, y, z, t) = T_0 + \int_{\tau=0}^t q''(\tau) \frac{\partial \phi(x, y, z, t - \tau)}{\partial t} d\tau \quad (\text{A.17})$$

Fazendo-se também as seguintes considerações:

$$\begin{aligned} q''(\tau) &= q_c'' \\ t &= -\tau \\ \partial t &= -\partial \tau \end{aligned} \quad (\text{A.18})$$

A Equação A.17 pode ser escrita como:

$$T(x, y, z, t) = T_0 - q_c'' \int_{\tau=0}^t \frac{\partial \phi(x, y, z, t - \tau)}{\partial \tau} d\tau \quad (\text{A.19})$$

Dessa forma, a resolução da integral se dá conforme abaixo:

$$T(x, y, z, t) = T_0 - q_c'' \phi(x, y, z, t - \tau) \Big|_{\tau=0}^t \quad (\text{A.20})$$

Cuja solução final é mostrada em seguida:

$$T(x, y, z, t) = T_0 + q_c'' (\phi(x, y, z, t) - \phi(x, y, z, 0)) \quad (\text{A.21})$$

Isolando o termo $\phi(x, y, z, t)$ da Equação A.21 e fazendo sua análise dimensional conclui-se que este termo possui unidade de $[m^2 K/W]$. Em sua forma diferencial, o termo $\phi(x, y, z, t)$ pode ser representado por:

$$\phi(x, y, z, t) = \frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial q''} \quad (\text{A.22})$$

Em seguida, aplicando o operador diferencial $\frac{\partial}{\partial q''}$ nas Equações A.10, A.11 e A.13, obtém:

$$\nabla^2 \frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial q''} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial q''} \right) \quad (\text{A.23})$$

$$\lambda_l \frac{\partial}{\partial \hat{n}_l} \left(\frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial q''} \right) = \delta_{l1} \frac{\partial q''}{\partial q''} = \delta_{l1} 1 \quad (\text{A.24})$$

$$\frac{\partial T(x, y, z, 0)}{\partial q''} = \frac{\partial T_0}{\partial q''} = 0 \quad (\text{A.25})$$

Aplicando a Equação A.22 nas Equações A.23, A.24 e A.25 chega-se às Equações A.26, A.27 e A.28 respectivamente:

$$\nabla^2 \phi(x, y, z, t) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \phi(x, y, z, t)}{\partial t} \quad (\text{A.26})$$

$$\lambda_l \frac{\partial \phi(x, y, z, t)}{\partial \hat{n}_l} = \delta_{l1} 1 \quad (\text{A.27})$$

$$\phi(x, y, z, 0) = 0 \quad (\text{A.28})$$

Este novo conjunto de equações (A.26 a A.28) pode ser resolvido utilizando funções de Green, teorema de Duhamel ou algum método numérico, como o Método dos Volumes Finitos, obtendo, conseqüentemente, os valores de $\phi(x, y, z, t)$ para domínios tridimensionais. O termo $\phi(x, y, z, t)$ é o chamado coeficiente de sensibilidade apresentado no Capítulo 3.

A Equação A.21 é uma solução analítica aplicada para casos em que o fluxo de calor é constante. Para situações em que o fluxo de calor é variável, uma solução analítica da Equação A.17 é muito complexa, inviabilizando o seu uso. Assim, a alternativa viável para esta situação é usar métodos numéricos.

Empregando as Equações A.18, é possível reescrever a Equação A.17 da seguinte forma:

$$T(x, y, z, t) = T_0 + \int_{\tau=0}^t q''(\tau) \frac{-\partial\phi(x, y, z, t-\tau)}{\partial\tau} d\tau \quad (\text{A.29})$$

A Equação A.29 lança mão de uma integração no tempo, para obter o ganho de temperatura conseqüente do fluxo de calor. Entretanto, para simplificar esse equacionamento, são feitas aproximações numéricas para os termos que envolvam variações no tempo, usando as Equações A.30.

$$\begin{aligned} \partial\tau &\rightarrow \Delta\tau \\ t &\rightarrow t_m \\ q''(\tau) &\rightarrow q''_n \end{aligned} \quad (\text{A.30})$$

Seguindo estes procedimentos, a Equação A.29 pode ser representada por aproximação numérica da seguinte maneira:

$$T(x, y, z, t_m) = T_0 + \sum_{n=1}^m q''_n \frac{\phi(x, y, z, t_m - \tau_{n-1}) - \phi(x, y, z, t_m - \tau_n)}{\Delta\tau} \Delta\tau \quad (\text{A.31})$$

Para simplificar os índices relativos ao tempo, é empregada a seguinte notação:

$$\tau_{i-j} = (i-j)\Delta\tau = i\Delta\tau - j\Delta\tau = i\Delta t - j\Delta\tau = t_i - \tau_j \quad (\text{A.32})$$

Seguindo esta nova notação de índices, a Equação A.32 pode ser expandida como:

$$\begin{aligned}
T(x, y, z, t_m) = & T_0 + q_1(\phi(x, y, z, \tau_m) - \phi(x, y, z, \tau_{m-1})) \\
& + q_2(\phi(x, y, z, \tau_{m-1}) - \phi(x, y, z, \tau_{m-2})) \\
& \quad \vdots \\
& + q_m(\phi(x, y, z, \tau_1) - \phi(x, y, z, \tau_0))
\end{aligned} \tag{A.33}$$

Para uma maior simplificação dos cálculos da Equação A.33, é introduzido aqui o termo, $\Delta\phi(x, y, z, \tau_{m-n})$, definido pela Equação A.34.

$$\Delta\phi(x, y, z, \tau_{m-n}) = \phi(x, y, z, \tau_{m-n+1}) - \phi(x, y, z, \tau_{m-n}) \tag{A.34}$$

Aplicando esta equação na Equação A.33, chega-se a Equação A.35.

$$T(x, y, z, t_m) = T_0 + \sum_{n=1}^m q_n'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_{m-n}) \tag{A.35}$$

A Equação A.11 garante que a temperatura num instante de tempo escolhido é igual a uma condição de temperatura inicial arbitrária mais a sua variação até o instante de tempo escolhido. Com isso é possível encontrar a temperatura no instante t_m qualquer tendo como condição inicial, a temperatura no instante t_{m-1} . Utilizando a Equação A.35, esta situação é descrita da seguinte forma:

$$T(x, y, z, t_m) = T(x, y, z, t_{m-1}) + q_m'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_0) \tag{A.36}$$

e levando em conta a igualdade abaixo:

$$\phi(x, y, z, \tau_0) = \phi(x, y, z, 0) = 0 \tag{A.37}$$

A Equação A.36 pode ser simplificada da seguinte forma:

$$T(x, y, z, t_m) = T(x, y, z, t_{m-1}) + q_m'' \phi(x, y, z, \tau_1) \quad (\text{A.38})$$

Na Equação A.38 é possível isolar, o fluxo de calor, em função da temperatura no ponto (x, y, z) nos instantes de tempo t_m e t_{m-1} e do coeficiente de sensibilidade deste intervalo de tempo. Está nova equação é dada por.

$$q_m'' = \frac{T(x, y, z, t_m) - T(x, y, z, t_{m-1})}{\phi(x, y, z, \tau_1)} \quad (\text{A.39})$$

A aplicação da Equação A.39 é estimar o fluxo de calor em função de sinais experimentais de temperatura, tendo importantes aplicações em situações em que não é possível conhecer as condições de contorno de um sistema térmico. O fluxo de calor estimado \hat{q}_m'' pode ser calculado com a seguinte expressão:

$$\hat{q}_m'' = \frac{T_{\text{exp}}(x, y, z, t_m) - T_{\text{num}}(x, y, z, t_{m-1})}{\phi(x, y, z, \tau_1)} \quad (\text{A.40})$$

em que o termo $T_{\text{exp}}(x, y, z, t_m)$ é a temperatura experimental no instante t_m na posição (x, y, z) , o termo $T_{\text{num}}(x, y, z, t_{m-1})$ representa a temperatura no instante anterior e na posição (x, y, z) , calculada com os fluxos de calor \hat{q}_n'' anteriores. O termo $T_{\text{num}}(x, y, z, t_{m-1})$ da Equação A.42 é calculado pela seguinte expressão:

$$T_{\text{num}}(x, y, z, t_{m-1}) = T_0 + \sum_{n=1}^{m-1} \hat{q}_n'' \Delta\phi(x, y, z, \tau_{m-n}) \quad (\text{A.41})$$

A Equação A.41 foi desenvolvida originalmente por Stolz (Stolz, 1960). Esta Equação, define o método de Stolz, utilizado para estimar o fluxo de calor prescrito a partir de temperaturas experimentais.

APÊNDICE B

GEOMETRIA E MALHA DO CONJUNTO FERRAMENTA DE CORTE E PORTA-FERRAMENTA

Segundo Komanduri e Hou (2001a), Thompson e Rumford (1798) foram os pioneiros em tentar calcular o fluxo de calor aplicado em ferramentas de corte, como as usadas em torneamento. E desde então, diversos outros pesquisadores têm abordado a distribuição de temperaturas em ferramentas de corte. Nos últimos anos, em consequência do desenvolvimento das técnicas inversas e pacotes computacionais comerciais, novos trabalhos foram desenvolvidos nesta área, como em Tay *et al.* (1976), Stephenson (1996), Jen *et al.* (2001). Em situações como estas, as temperaturas na ferramenta de corte são obtidas usando termopares inseridos próximos à aresta de corte, como em Battaglia *et al.* (2005), Lazard e Corvisier (2005), Carvallho *et al.* (2006), Chang *et al.* (2007). Uma alternativa ao uso de termopares é o uso de câmeras de infravermelho, como em Chang e Hung (2005). Devido a natureza do processo, que impossibilita mensurar diretamente o fluxo de calor na aresta de corte, em muitos destes trabalhos, foram usadas técnicas inversas como Seção Áurea, Função Especificada e outras, para estimar o fluxo de calor aplicado na ferramenta.

Durante a usinagem, as temperaturas na ferramenta de corte podem ser superiores a 900°C (Trent e Wright, 2000). Temperaturas tão elevadas assim provocam alterações na microestrutura da ferramenta, alteram suas propriedades termofísicas e reduzem sua capacidade de resistir às tensões mecânicas que aparecem durante o uso. A consequência direta destas alterações é a redução da vida da ferramenta e de seu desempenho. Isso acaba elevando os custos da operação e reduz a qualidade do produto acabado.

Em algumas situações, é possível melhorar este quadro, aplicando fluidos refrigerantes, o que acaba por adicionar custo à operação e traz encargos relacionados ao meio ambiente. Contudo há casos em que a operação é feita sem a presença do líquido refrigerante, sendo ainda mais importante dominar uma estratégia que permita reduzir o fluxo de calor aplicado sobre a ferramenta de corte. Por isso, para contornar estes cenários, com a maior eficiência, é necessário estudar o processo de aquecimento da ferramenta, suas causas, para identificar todos os parâmetros que afetam este fenômeno.

Estes parâmetros podem ser operacionais, ou não. Dentre os parâmetros operacionais estão velocidade de corte, avanço, profundidade de corte. Parâmetros não operacionais podem ser geometria da ferramenta, tipo e espessura de revestimento, material da ferramenta e da peça a ser usinada. Ao conhecer corretamente os gradientes de temperatura numa ferramenta de corte e como ele é afetado, é possível desenvolver métodos mais eficientes para sua refrigeração, permitindo uma maior vida útil, além de outras melhorias no processo de usinagem.

Por isso, nesta parte é apresentada a metodologia que está sendo desenvolvida para a análise de um processo de usinagem por torneamento, onde uma ferramenta de corte de metal duro classe k10 é usada. A inovação deste trabalho usando *software* comercial como o ANSYS CFX[®], é poder editar a geometria da ferramenta de corte para que seja idêntica a sua forma real, considerando sua forma complexa, com quebra cavaco, flancos, interface de corte (área do fluxo de calor). Usando o programa *Pro Engineer*[®], foi feita uma geometria computacional, com referência na ferramenta código SNXA 12 04 08, usada por Carvalho *et al.* (2006) em seus experimentos. Uma vista geral desta geometria é mostrada pela Figura B.1.

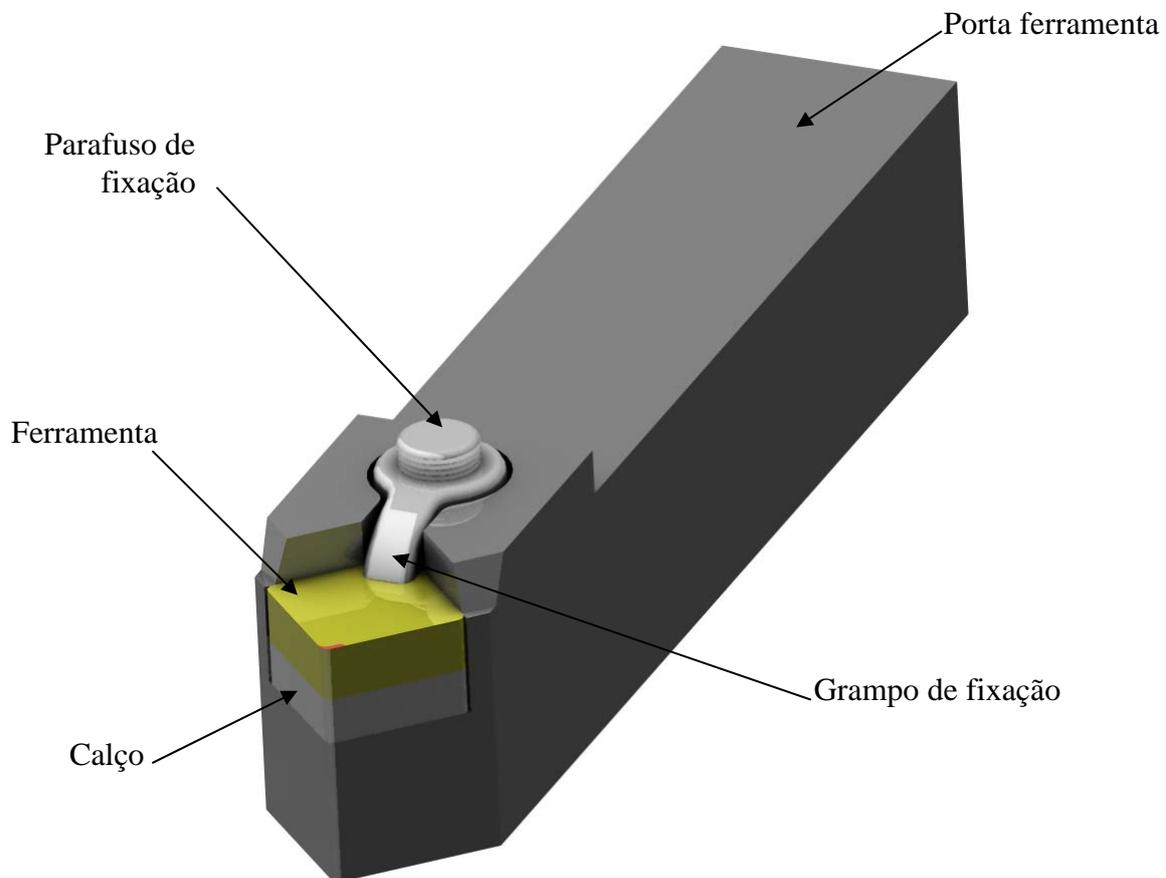


Figura B.1: Conjunto ferramenta, calço, porta ferramenta.

Com o auxílio de outros equipamentos como o microscópio eletrônico de varredura, pode-se identificar e mensurar a exata área de contato da ferramenta com o porta ferramenta, que é a região onde é aplicado o fluxo de calor na ferramenta, resultante do cisalhamento e deformações que ocorrem no material durante a operação de usinagem. Neste exemplo, esta região é destacada na Figura B.2. E para comprovar a fidelidade com que esta geometria representa um conjunto real, a Figura B.3a mostra o conjunto usado nos experimentos de Carvalho *et al.* (2009) e compara ao modelo computacional.

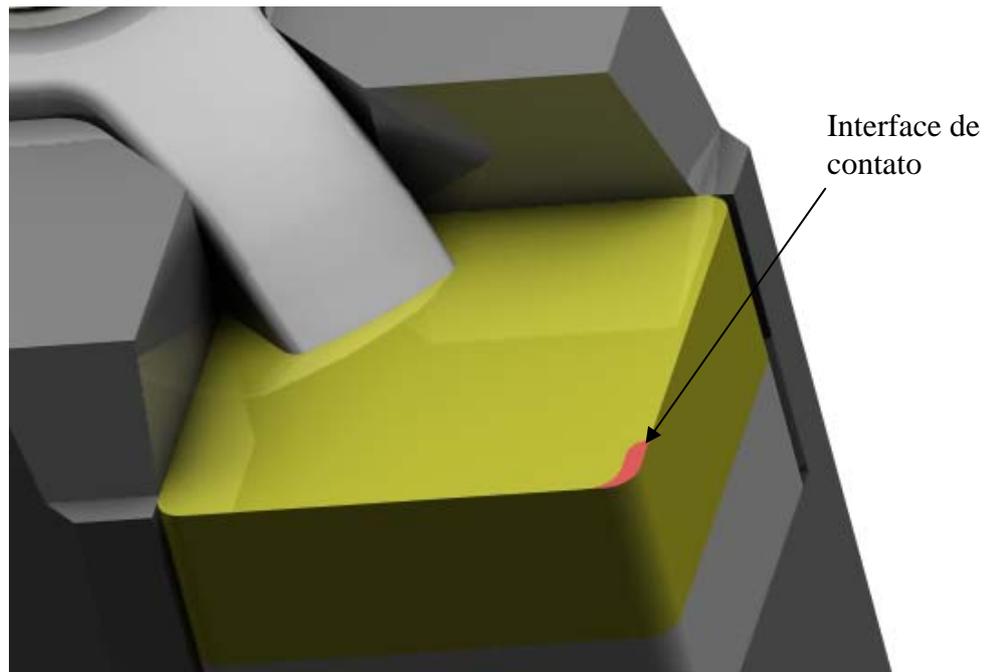


Figura B.2: Interface de contato da ferramenta.

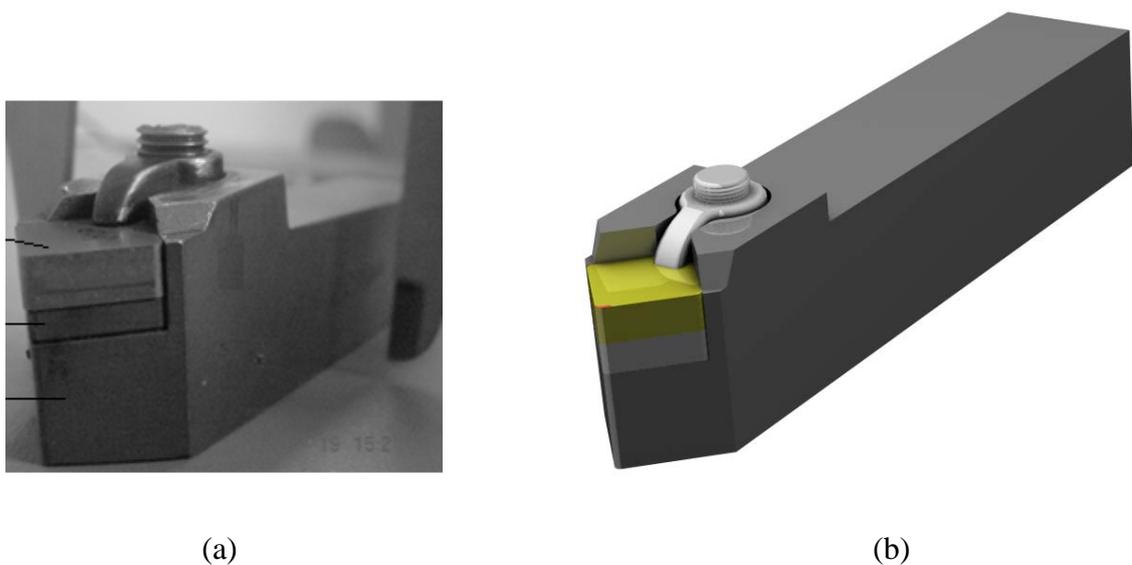


Figura B.3: Comparação entre conjunto real de Carvalho (2005), em (a) e computacional em (b).

Desenvolvido o modelo computacional, a próxima etapa é discretizar a geometria, gerando a malha com a ajuda do utilitário *ANSYS ICEM CFD*[®]. Por se tratar de uma geometria complexa, o tipo de malha escolhido foi a tetraédrica não estruturada, com refinamento localizado. A escolha de elementos tetraédricos deve-se à geometria, visto que estes elementos são capazes de se adequarem melhor a geometrias complexas. Por considerar elementos diferentes, com propriedades termofísicas distintas, é necessário definir a interface entre os elementos do conjunto, de modo a equacionar a difusão de calor pelo conjunto. Embora seja possível, não é levado em conta neste modelo computacional, a resistência térmica de contato entre os elementos. O refinamento da malha é localizado para reduzir o esforço computacional. O elemento de maior refinamento é a ferramenta de corte (verde escuro), principalmente na região de aplicação de calor (vermelha), seguido pelo calço (verde claro) e pelo porta ferramenta (magenta), respectivamente. O pino e o grampo de fixação da ferramenta é considerado do mesmo material que o porta ferramenta, portanto, em termos de malha, o pino, o grampo e o porta ferramenta são considerados um único elemento.

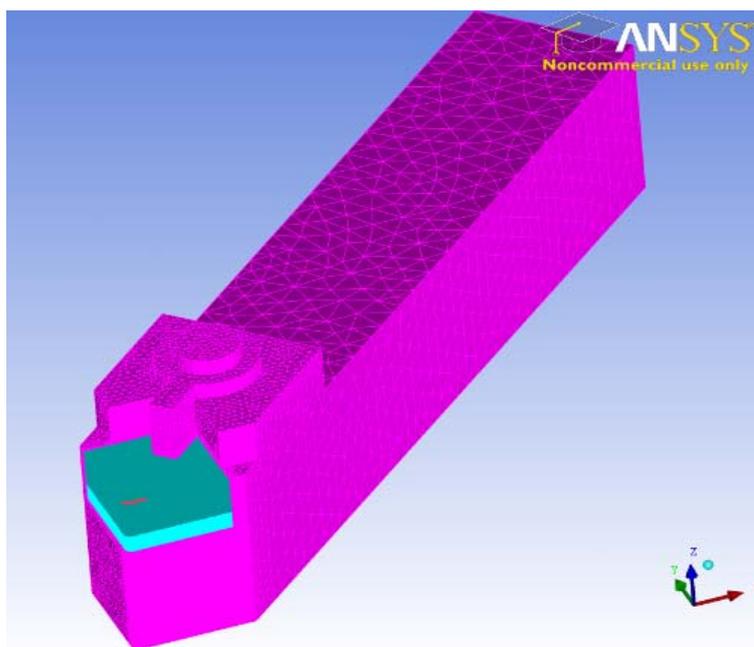


Figura B.4: Malha tetraédrica para o conjunto ferramenta, calço, porta ferramenta.

Após a edição da malha e definição de seus diferentes domínios, a próxima etapa é importar a malha para o *ANSYS CFX*[®] e definir as condições de contorno e iniciais. O modelo pode ser considerado isolado ou sob efeito de convecção. A Figura B.5 mostra o modelo computacional do conjunto em ambiente o *ANSYS CFX*[®]. As propriedades termofísicas, fornecidas por Carvalho (2005), são informadas pela Tabela B.1.

Tabela B.1: Propriedades termofísicas do conjunto ferramenta, calço e porta ferramentas
(Carvalho, 2005).

	Condutividade térmica λ	Difusividade térmica α
Ferramenta	43,10 (W/mK)	14.80×10^{-06} (m ² /s)
Calço	43,10 (W/mK)	14.80×10^{-06} (m ² /s)
Porta ferramenta	49,80 (W/mK)	13.05×10^{-06} (m ² /s)

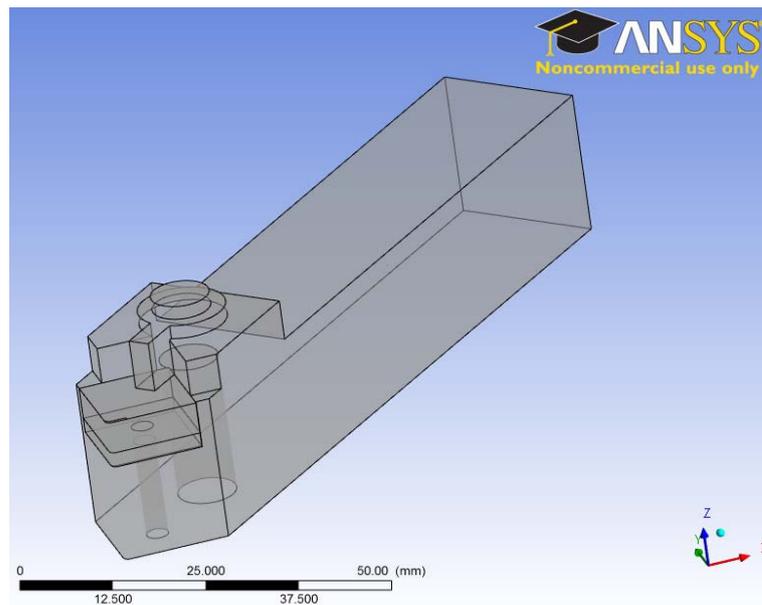


Figura B.5. Representação esquemática do conjunto ferramenta, calço e porta-ferramenta.

Esta metodologia já está toda pronta e o próximo passo será a obtenção dos resultados usando as técnicas de problemas inversos a partir dos dados experimentais de Carvalho *et al.* (2006) e Carvalho *et al.* (2009).