

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Integração de Testes Experimentais com  
Modelos Dinâmicos de Elementos Finitos  
Através da Ferramenta I-DEAS Test**

**Autor:** Salustiano Martins Pinto Júnior  
**Orientador:** Paulo R.G. Kurka

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL  
TESE DEFENDIDA POR Salustiano Martins  
Pinto Júnior E APROVADA PELO  
COMISSÃO JULGADORA EM 03/06/2001  
Paulo R. G. Kurka  
ORIENTADOR

0100270

95/00

i  
UNICAMP

UNICAMP  
BIBLIOTECA CENTRAL  
SEÇÃO CIRCULANTE

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

**Integração de Testes Experimentais com  
Modelos Dinâmicos de Elementos Finitos  
Através da Ferramenta I-DEAS Test**

**Autor:** Salustiano Martins Pinto Júnior

**Orientador:** Paulo R.G. Kurka

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Dissertação de mestrado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2000

S.P. - Brasil

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

P658i Pinto Júnior, Salustiano Martins  
Integração de testes experimentais com modelos  
dinâmicos de elementos finitos através da ferramenta  
I-DEAS test / Salustiano Martins Pinto Júnior.--  
Campinas, SP: [s.n.], 2001.

Orientador: Paulo R. G. Kurka  
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de  
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Análise modal. 2. Processamento de sinais –  
Técnicas digitais. 3. Simulação (Computadores). 4.  
Software integrado. I. Kurka, Paulo R. G.. II.  
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de  
Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Integração de Testes Experimentais com  
Modelos Dinâmicos de Elementos Finitos  
Através da Ferramenta I-DEAS Test**

**Autor:** Salustiano Martins Pinto Júnior

**Orientador:** Paulo R.G. Kurka



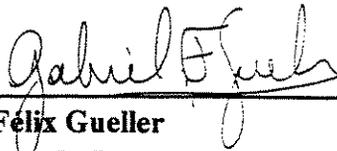
---

**Prof. Dr. Paulo R. G. Kurka, Diretor Associado  
UNICAMP**



---

**Prof. Dr. Renato Pavanello  
UNICAMP**



---

**Dr. Gabriel Félix Gueller  
General Motors do Brasil**

Campinas, 05 de Dezembro de 2000

## **Dedicatória**

Dedico esse trabalho à todos que de forma direta ou indireta contribuíram para a sua conclusão. Em especial à Companhia Siderúrgica de Tubarão e aos colegas Gelson de Oliveira Peçanha, Hernani Pinho Carvalho, Ruben Pinasco e Sérgio Mattedi e todos os colegas do Departamento de Engenharia e do Recursos Humanos. À minha família, onde sempre busquei forças e incentivo na conclusão desse sonho. Ao Dr. Paulo Kurka, diretor associado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp, pelo constante apoio acadêmico à conclusão desse trabalho. Finalmente ao amigo Kurka que acreditou e me ajudou nos momentos mais difíceis ao longo da caminhada.

## **Agradecimentos**

Senhor, obrigado por tudo. Pelos anos de estudo cansativo, pelos momentos de desânimo. Obrigado pelos professores que souberam mostrar os verdadeiros valores da vida. Obrigado pela sabedoria, pelos desejos de progresso. Obrigado pela palavra que conforta, pela Eucaristia que alimenta e salva. Obrigado por todos os momentos de insegurança e pelas decisões cheias de entusiasmo. Obrigado Senhor.

*Tempo é preferência*

# Índice

<b>Capítulo 1 - Introdução</b>	1
1.1 Motivação inicial e objetivos gerais do trabalho	2
1.2 Considerações gerais sobre análise modal e algoritmos de identificação de parâmetros modais	4
1.3 Apresentação dos capítulos	5
<b>Capítulo 2 – Revisão da Literatura</b>	7
2.1 Aquisição e análise de sinais digitais	7
2.1.1 Aquisição de sinais dinâmicos	7
2.1.2 Análise de sinais dinâmicos	9
2.1.2.1 Aliasing e o teorema de Nyquist	9
2.1.2.2 Representação em tempo e frequência	10
2.1.2.3 Transformada discreta de Fourier (DFT) e a FFT	12
2.2 Análise modal	13
2.2.1 Análise modal numérica	13
2.2.2 Análise modal experimental	15
2.3 Curva de ajuste modal ( <i>Curve Fitting</i> )	17
2.3.1 Exponencial complexa	18
2.3.2 Desenvolvimento da técnica	18
2.3.3 Inertância e Complacência	22
2.3.3.1 Correção para inertância	23
2.3.3.2 Correção para complacência	23
2.3.3.3 Correção para inertância e complacência	23
2.4 Método dos elementos finitos (MEF)	24

<b>Capítulo 3 – Informática Aplicada à Engenharia</b>	26
3.1 Processo de projeto e manufatura e software	28
3.2 Modelagem – Concepção / Design – CAD	29
3.3 Montagem	29
3.4 Simulação – CAE	30
3.5 Teste	32
3.6 Desenho – Documentação	32
3.7 Manufatura – CAM	33
3.8 Integração	34
<b>Capítulo 4 – Apresentação da Ferramenta</b>	35
4.1 O software I-deas	35
4.2 O módulo Test	37
4.2.1 Processamento e gráfico de funções	37
4.2.2 Processamento do Histórico ( <i>Time History</i> )	38
4.2.3 Preparação do modelo, visualização e pós processamento	38
4.2.4 Processamento de sinais	39
4.2.5 Análise modal	39
4.2.6 Correlação	39
4.2.7 Modificação da estrutura	40
4.2.8 Análise de fadiga e mapeamento	40
<b>Capítulo 5 – Implementação do Processo de Teste e Análise</b>	41
5.1 Criação do modelo numérico	41
5.2 Aquisição dos dados experimentais	42
5.3 Importação dos dados adquiridos – Arquivo universal <i>Datasets</i>	44
5.3.1 Conteúdo do <i>Datasets</i>	45
5.3.2 Processando o arquivo universal	45
5.4 Identificação de parâmetros modais	45
<b>Capítulo 6 – Resultados Obtidos</b>	48
6.1 Resultados experimentais	48
6.1.1 Resultados experimentais na direção X	49
6.1.2 Resultados experimentais na direção Y	51
6.1.3 Resultados experimentais na direção Z	53

6.2	Resultados teóricos	55
6.2.1	Resultados teóricos na direção X	55
6.2.2	Resultados teóricos na direção Y	56
6.2.3	Resultados teóricos na direção Z	57
6.3	Análise dos resultados teóricos e experimentais	58
	<b>Capítulo 7 – Comentários e Conclusões</b>	60
	<b>Referências Bibliográficas</b>	62
	<b>Anexo</b>	

## Resumo

PINTO JR., Salustiano Martins, *Integração de Testes Experimentais com Modelos Dinâmicos de Elementos Finitos Através da Ferramenta I-DEAS Test*, Campinas; Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2000. 76p. Dissertação (Mestrado).

O trabalho apresenta resultados da integração de dados experimentais de vibração com modelo dinâmico em elementos finitos através do módulo *Test* do programa de engenharia para confecção de modelos e análise da SDRC, conhecido como I-DEAS. O módulo I-DEAS Test possibilita a utilização de diversas técnicas para a análise modal e experimental além da correlação entre ambas. A técnica de identificação de parâmetros usada foi a Exponencial Complexa com o ajuste de curvas aos dados de resposta em frequência feita numa faixa contendo vários modos de vibrar. A influência dos modos fora dessa faixa é prevista através da adição de parcelas residuais de inércia e rigidez. Dados provenientes de testes de vibração de um protótipo de cárter automotivo são utilizados na verificação do modelo matemático, em função dos parâmetros modais determinados (frequência natural, amortecimento e resíduo).

## Lista de Figuras

Figura 1 – Exemplo genérico de um sistema de aquisição de dados	6
Figura 2 – Acelerômetro em corte	7
Figura 3 – Cadeia de aquisição de sinais	8
Figura 4 – Senoide	9
Figura 5 – Tempo e Frequência	10
Figura 6 – Análise modal com excitador eletrodinâmico	14
Figura 7 – Inertância e Complacência	20
Figura 8 – Modelo sólido	26
Figura 9 – Conjunto Mecânico	27
Figura 10 – Simulação	28
Figura 11 – Simulação Estática	29
Figura 12 – Testes	30
Figura 13 – Documentação	30
Figura 14 – Manufatura	31
Figura 15 – Etapas de um projeto	34
Figura 16 – Módulo I-DEAS Test	35
Figura 17 – Modelo de Elementos Finitos do Cárter	39
Figura 18 – Gráficos dos sinais adquiridos	41
Figura 19 – FRF dos sinais adquiridos	41
Figura 20 – Resíduo da FRF na direção X	44
Figura 21 – Tabela de parâmetros modais	44
Figura 22 – Ajuste típico para os dados na direção X	47
Figura 23 – Coerência dos dados na direção X	47
Figura 24 – Ajuste para os dados em X usando-se termos de inertância e complacência	48
Figura 25 – Ajuste típico para os dados na direção Y	48
Figura 26 – Coerência dos dados na direção Y	49

Figura 27 – Ajuste para os dados em Y usando-se termos de inertância e complacência	49
Figura 28 – Ajuste típico para os dados na direção Z	50
Figura 29 – Coerência dos dados na direção Z	51
Figura 30 – Ajuste para os dados em Z usando-se termos de inertância e complacência	51
Figura 31 – Ajuste analítico para a FRF teórica na direção X	52
Figura 32 – Ajuste analítico para a FRF teórica na direção Y	53
Figura 33 – Ajuste analítico para a FRF teórica na direção Z	54
Figura 34 – Gráfico das frequências teóricas e experimentais	55

## Lista de Tabelas

Tabela 1 – Parâmetros modais da FRF na direção X	46
Tabela 2 – Parâmetros modais da FRF na direção Y	49
Tabela 3 – Parâmetros modais da FRF na direção Z	50
Tabela 4 – Parâmetros modais da FRF teórica na direção X	52
Tabela 5 – Parâmetros modais da FRF teórica na direção Y	53
Tabela 6 – Parâmetros modais da FRF teórica na direção Z	54
Tabela 7 – Parâmetros modais teóricos x experimentais	55
Tabela 8 – Amortecimentos e resíduos	55

## Nomenclatura

### *Letras Latinas*

$A_r$  – Resíduo;

$E_c$  – Energia cinética;

$E_p$  – Energia potencial;

$f_s$  – Frequência de amostragem;

$f_c$  – Frequência de corte;

$H$  – Função Resposta em Frequência;

$x$  – Deslocamento;

[M] – Matriz Massa;

[K] – Matriz Rigidez;

$\Delta t$  – Intervalo de tempo.

### *Letras Gregas*

$\phi$  – Ângulo de fase;

$\omega$  – Frequência natural;

$\xi$  – Razão de amortecimento;

$\rho$  – Massa específica do material;

$v$  – Velocidade;

$\sigma$  – Amortecimento Modal.

### *Abreviações*

ADF – *Attached Data File*;

ASCII – Arquivo formato texto;  
BOM – Lista de Material;  
CAE – Engenharia Assistida por Computador;  
CAD – Projeto Assistido por Computador;  
CAM – Manufatura Assistida por Computador;  
CIM – Manufatura Integrada por Computador;  
CFD – Fluidodinâmica Computacional;  
CNC – Comando Numérico Computadorizado;  
DFT – Transformada Discreta de Fourier;  
FRF – funções resposta em frequência;  
FFT – Transformada Rápida de Fourier;  
I-DEAS – Programa integrado para projeto e análise de engenharia;  
MF – Modelagem de escoamento;  
MC – Modelagem de circuito de refrigeração;  
MEF – Método dos Elementos Finitos;  
MCAE – Engenharia Mecânica Auxiliada por Computador;  
MDOF – Múltiplos graus de liberdade;  
SDOF – Um grau de liberdade;  
PDM – Gerenciamento de Dados de Produtos;  
TDM – Gerenciamento de Dados Técnicos;  
TMG – Análise e Modelagem Térmica;  
UNV – Arquivo universal.

### *Siglas*

FEM – Faculdade de Engenharia Mecânica;  
GPSASD – Grupo de Processamento de Sinais e Análise de Sistemas Dinâmicos;  
SDRC – Structural Dynamics Research Corporation;  
UNICAMP – Universidade Estadual de Campinas;  
I-DEAS – Integrated Design Engineering Analysis Software.

# Capítulo 1

## Introdução

O presente trabalho aborda o uso da simulação numérica para o desenvolvimento de novos produtos, utilizando-se programas de CAE, Engenharia Assistida por Computador, e CAD, Projeto Assistido por Computador. Tais técnicas constituem uma ferramenta bastante poderosa que vem se tornando cada vez mais presente nas empresas, sendo até imprescindível em muitos casos, em função do nível de maturidade tecnológica que alguns mercados impõem.

As ferramentas de CAD, introduzidas no mercado 10 anos antes das de CAE, estão hoje presentes na grande maioria das empresas, podendo-se até afirmar que é raro encontrar-se hoje aquelas que desenvolvam seus projetos sem o uso do computador auxiliando na geração dos desenhos. Estima-se que o mercado de ferramentas de CAD tenha hoje pelo menos quatro vezes o tamanho do mercado de CAE (em faturamento bruto).

O desenvolvimento de modelos numéricos para simulação do comportamento estrutural e térmico de algumas classes de produtos tem demandado a criação nas empresas de equipes especializadas em análise numérica, cujos integrantes normalmente possuem formação técnica diferenciada, chegando a um alto nível de especialização em muitos casos. Não raro, equipes de Pesquisa & Desenvolvimento estão envolvidas com a utilização ou suporte ao uso das ferramentas disponíveis.

Muitos desenvolvedores de ferramentas de CAE tem se esforçado para aproximar suas receitas financeiras aos níveis praticados pela área de CAD. Para isso buscam democratizar sua utilização dentro das empresas desenvolvendo uma nova linha de ferramentas híbridas de CAD e CAE a exemplo do software I-DEAS utilizado no trabalho. Busca-se disponibilizar para os projetistas as facilidades de simulação, visando introduzi-las cedo no processo de desenvolvimento de novos produtos, e tendo como justificativa sua racionalização.

No caso de produtos com longo ciclo de desenvolvimento, o ganho trazido em começar o projeto já utilizando simulações fica bastante diluído, possivelmente não justificando a curto prazo alterações importantes dos processos atualmente em uso. Entretanto, quando o ciclo é curto, como no caso de muitos produtos desenvolvidos sob encomenda a antecipação das simulações e testes e sua integração podem trazer ganhos significativos. Em empresas com linha bem estabelecida de produtos fornecidos sob encomenda, este ganho pode se traduzir numa importante vantagem competitiva .

### **1.1 Motivação inicial e objetivos gerais do trabalho**

Atualmente em muitas indústrias há uma forte pressão para o contínuo encurtamento do tempo final de produção (projeto mais fabricação), paralelo ao incremento da qualidade do produto. Ao mesmo tempo deseja-se obter maior flexibilidade da linha de produção, resultando em projetos e análises intermediárias combinados com a confecção rápida de protótipos para verificação do projeto. A cada momento, engenheiros projetistas necessitam ser mais rápidos na modificação e alteração interativa do projeto existente. Dessa forma é preciso que os modelos computacionais criados atendam a necessidade de agilidade nas modificações. Assim, como muitas ferramentas, existem diversos modelos que devem ser criteriosamente escolhidos. Existem bons modelos, para uso imediato, modelos que facilitam mudanças futuras no projeto ou que são usados como biblioteca base para outros produtos.

O processo de criação do modelo envolve informações como geometria, dinâmica, comportamento estrutural, viabilidade econômica etc... de modo a retratar a realidade da melhor forma possível. Este desafio tem sido confiado as equipes de engenharia tornando-as cada vez mais multidisciplinares, formadas não só por engenheiros, mas também por economistas, físicos, matemáticos etc... levando-os a trabalharem como um time.

O Grupo de Processamento de Sinais e Análise de Sistemas Dinâmicos, GPSASD, da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM) da Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), desenvolve pesquisas e aplicações de processamento de sinais e análise de sistemas dinâmicos voltados essencialmente ao problema de vibrações de máquinas e sistemas mecânicos. Tais esforços situam-se no contexto da implementação de tecnologias do tipo MCAE (Engenharia Mecânica Auxiliada por Computador). Os trabalhos na área de processamento de sinais incluem o desenvolvimento de sistemas de aquisição de sinais baseados em micro computadores bem como procedimentos numéricos de análise. Os procedimentos numéricos pesquisados

concentram-se no desenvolvimento e aperfeiçoamento de algoritmos de identificação de sinais nos domínios da frequência e sobretudo no domínio do tempo. O estudo do comportamento dinâmico de máquinas e sistemas mecânicos consiste também no desenvolvimento de procedimentos numéricos de modelagem estrutural e análise modal. As técnicas de análise modal associadas aos algoritmos de identificação de sinais no domínio do tempo constituem uma importante e inovadora ferramenta de estudo prático da vibração de sistemas. Tais técnicas são complementares aos procedimentos clássicos de modelagem por elementos finitos.

Diversos trabalhos, ao longo dos anos, vem sendo desenvolvidos pelo grupo, em diferentes áreas de aplicação, disponibilizando dados para pesquisa e desenvolvimento de novos produtos. Parcerias com empresas e institutos ajudam e incentivam na continuidade do trabalho. Como exemplo pode-se mencionar a parceria do grupo com a MWM do Brasil onde estudos são realizados para o aperfeiçoamento de alguns de seus produtos. A idéia inicial, para o presente trabalho, surgiu a partir de um projeto conjunto entre o grupo de pesquisa e a própria MWM do Brasil. Trata-se da construção de um modelo de elementos finitos de um cárter de motor Diesel e sua validação experimental a partir do uso de um software apropriado. O software I-DEAS da SRDC foi escolhido como plataforma de análise.

O I-DEAS é um sistema dividido em diferentes módulos funcionais que interagem para o projeto, análise, teste e fabricação de produtos mecânicos. O módulo I-DEAS Test destaca-se no processamento de sinais e na análise de estruturas dinâmicas, atendendo os interesses das linhas de pesquisas do grupo e demanda do projeto.

O trabalho desenvolvido tem como principal objetivo a integração entre os procedimentos de testes experimentais e aquisição de sinais com as principais ferramentas de análise do módulo *Test* do software I-DEAS. Neste processo adquiri-se também um maior conhecimento das técnicas envolvidas na identificação dos parâmetros modais de estruturas mecânicas.

Um outro resultado natural de tal estudo é o avanço na aplicação do módulo I-DEAS Test em testes modais extraindo parâmetros modais a partir de medidas de sinais experimentais, correlacionando os resultados obtidos no protótipo do cárter, fornecido pela MWM do Brasil, com os do modelo gerado, possibilitando a análise modal futura e estudos para mudanças no projeto que melhorem as características do produto.

## 1.2 Considerações gerais sobre análise modal e algoritmos de identificação de parâmetros modais

Problemas de dinâmica estrutural podem ser classificados em duas diferentes categorias. Na primeira há interesse no conhecimento das frequências naturais de vibração e seus correspondentes modos de deslocamentos. Usualmente comparamos as frequências naturais da estrutura com as frequências de excitação. No projeto assegura-se que essas frequências estejam bem separadas. Na segunda categoria, podemos estar interessados na forma como a estrutura movimenta-se com o tempo, decorrente de carregamentos sobre ela aplicados. Ou seja, há interesse na análise do histórico (*time-history*) do comportamento cinemático da estrutura. Para isso dois métodos são largamente utilizados: o método modal e da integração direta [Almeida,1990;Dias,1992].

A análise modal é a técnica de caracterizar a dinâmica de uma estrutura como uma combinação de modos de vibrar, cada um podendo ser descrito por parâmetros de frequências naturais e amortecimentos modais. Existem duas formas de se determinar esses parâmetros. Uma é analítica, usando-se um modelo numérico ideal da estrutura. Outra é através de testes experimentais num protótipo existente da própria estrutura. A maior limitação do teste experimental é a necessidade da existência de um protótipo. Melhores resultados contudo podem ser obtidos quando se usa o teste experimental para confirmar e refinar o modelo analítico.

O uso da análise modal na solução de problemas de engenharia, aliado ao emprego de técnicas modernas de processamento de sinais digitais e as facilidades computacionais hoje existentes, constituem uma ferramenta poderosa no estudo do comportamento de sistemas mecânicos [Almeida,1990]. Mais especificamente na área de análise modal experimental, existem diversas aplicações onde os resultados modais são comumente usados [Dias,1992]. A mais usual é a verificação experimental de um modo teórico para uma determinada estrutura, como aquele proposto pelo método dos elementos finitos. Através do processamento dos dados experimentais da FRF da estrutura, é possível obter seus parâmetros modais e, a partir destes, gerar um modelo matemático para o sistema, o qual pode ser então comparado com o modelo teórico da estrutura.

O dado básico usado na análise modal é a Função de Resposta em Frequência (FRF), algumas vezes chamada função transferência. Essa função representa a relação da resposta em um ponto da estrutura (usualmente aceleração) e a excitação em outro ponto (usualmente força). A FRF é uma função complexa, podendo ser expressa por sua magnitude e seu conteúdo de fase. O gráfico de amplitudes da função é composta de picos localizado próximos às frequências naturais da estrutura. A altura de cada pico, relativa a outros, será em parte proporcional ao modo

de deformação da estrutura. A largura de cada pico é indicativa do amortecimento presente na estrutura. Quanto mais alto o amortecimento, para um particular modo, maior será a largura da FRF em torno do pico de amplitude analisado.

Um estágio importante no processo de análise modal de uma dada estrutura é a identificação dos seus parâmetros modais, que pode ser feita tanto com dados no domínio da frequência quanto no domínio do tempo. Os algoritmos no domínio da frequência se subdividem em 2 classes: aqueles que fazem identificação modo a modo, isto é, o procedimento de identificação é realizado nas vizinhanças de um único modo, considerando-se pequenas as influências de modos adjacentes e os algoritmos de identificação multi-modos, que procedem à identificação de vários modos simultaneamente em uma dada faixa de frequência.

Um dos aspectos importantes quanto aos métodos de identificação multi-modos é a influência dos modos vizinhos da faixa de frequências analisadas, isto é, a identificação é levada a efeito numa determinada faixa de frequência da FRF e por isso torna-se necessário a adição de termos relativos às contribuições dos modos anteriores e posteriores a esta [Kurka,1997] .

O presente trabalho utiliza os dados transformados da FRF em um processo de ajuste de curva para extrair os parâmetros modais pela técnica da exponencial complexa no domínio do tempo.

### **1.3 Apresentação dos capítulos**

No próximo capítulo é feita uma revisão da teoria de aquisição e análise modal, apresentando-se técnicas de processamento de sinais, identificação modal e uma breve introdução ao método de análise por elementos finitos. O conhecimento e domínio de tais conceitos foi necessário ao desenvolvimento da sistemática de integração dos testes experimentais com a ferramenta computacional disponível.

No capítulo 3 faz-se uma apresentação de alguns conceitos da informática aplicada a engenharia, CAE,CAD,CAM e PDM e de seus avanços no estudo de novos projetos. São feitas considerações sobre a integração entre eles de modo a trabalharem como um time.

O capítulo 4 apresenta a ferramenta utilizada: o software I-DEAS e seu módulo *Test*, suas principais áreas de operação e aplicação em projetos, fluxograma com as etapas de um projeto e descrição das principais funções do módulo *Test*.

No capítulo 5 descreve-se a implementação do processo de teste e análise experimental e teórico do trabalho. São mostrado detalhes sobre o desenvolvimento do modelo em elementos finitos, aquisição dos dados experimentais e da identificação de parâmetros.

No capítulo 6 são mostrados os resultados obtidos no processo de integração dos dados experimentais e modelo teórico, através do módulo *Test*, apresentando gráficos e tabelas com os parâmetros modais calculados.

No capítulo 7 são apresentadas algumas conclusões obtidas a partir dos resultados no capítulo 6. Apresentam-se também sugestões para futuros trabalhos.

## Capítulo 2

### Revisão da Literatura

#### 2.1 Aquisição e análise de sinais digitais

A revisão sobre aquisição e análise de sinais busca apresentar os aspectos práticos de instrumentação bem como o estudo de sinais à luz de modelos numéricos.

##### 2.1.1 Aquisição de sinais dinâmicos

Sinais dinâmicos são tratados aqui como grandezas elétricas (tensões) que variam continuamente com o tempo e estão disponíveis em um condutor para fins de visualização ou monitoramento. Podem ser considerados tipicamente como as saídas condicionadas dos diferentes sensores e transdutores quando utilizados para o acompanhamento do movimento de máquinas e estruturas [Kurka,1997;Pinto Jr,1998;Varoto,1991]. A figura 1 abaixo ilustra os componentes de um sistema prático de aquisição de dados.

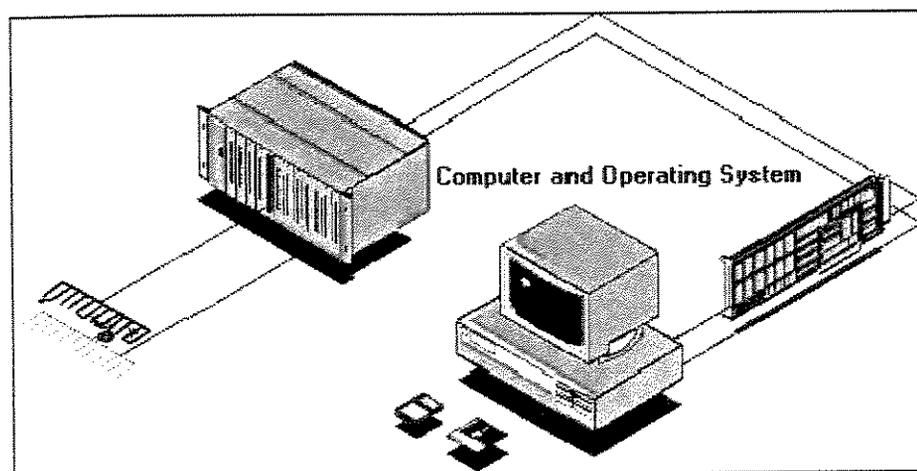


Figura 1 – Exemplo genérico de um sistema de aquisição de dados.

Transdutores ou sensores são instrumentos de conversão de grandezas físicas de diferentes naturezas em sinais mensuráveis das citadas grandezas físicas. Entendendo estes conceitos e implementando idéias inovadoras, engenheiros podem projetar sensores que sentem e comunicam informações úteis. Os sensores mais comuns em laboratório são aqueles que transformam grandezas mecânicas (deformações, forças, acelerações, vazões, etc..) em sinais elétricos equivalentes [Kurka,1997].

Os acelerômetros são transdutores comuns em aplicações de medidas dinâmicas, no acompanhamento de vibração de estruturas e máquinas, constituindo uma forma direta e simples de se medir o movimento das mesmas, quando não se possui um ponto fixo de referência dos movimentos [National, 2000].

Os acelerômetros são instrumentos sísmicos que utilizam, na maioria das vezes, o efeito da piezoelectricidade para gerar um sinal de saída útil. Piezo é um termo grego que significa "pressão, apertar". Quando os elementos piezoelétricos são deformados por uma força externa, estes deslocam cargas elétricas acumuladas nas superfícies opostas, proporcionais a esta deformação, que podem ser mensuradas por instrumentação elétrica. Um esquema simplificado de um acelerômetro é mostrado na figura 2.

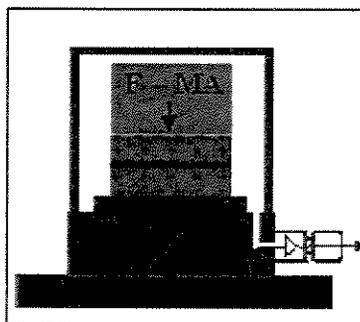


Figura 2 – Acelerômetro em corte

Uma maneira conveniente de se trabalhar com os sinais dinâmicos é através de sua representação por amostras adquiridas em instantes progressivos e igualmente espaçados de tempo. O processo de amostragem de sinais dinâmicos deve obedecer a determinadas leis como o Teorema de Nyquist. A utilização de amostras do sinal dinâmico é um procedimento econômico e conveniente quando se tem em vista o trabalho em um ambiente computacional onde a disponibilidade de registros de memória é sempre um fator limitante da informação.

A representação de sinais elétricos em ambiente computacional requer uma importante simplificação. Os transdutores utilizados em laboratórios possuem como saída um sinal cujo nível de tensão varia continuamente com a variação do nível da grandeza observada. Este sinal elétrico de variação contínua (ou analógica) pode ser mapeado por um número inteiro de níveis discretos

de tensão. Os níveis de mapeamento do sinal analógico podem ser convenientemente representado por um número binário com uma quantidade fixa de dígitos. A execução desse mapeamento ou a inter-relação entre o sinal analógico e um valor binário correspondente é chamada de procedimento de conversão analógico-digital. Conversores analógico-digitais (A/D) são equipamentos que realizam tal mapeamento [Pinto Jr,1998].

A visualização ou monitoramento do sinal tem a finalidade de acompanhar o processo físico em desenvolvimento para em seguida ser processado em um sistema dedicado de análise ou controle. A cadeia de aquisição de sinais pode ser representada pelo esquema da figura 3 seguinte:

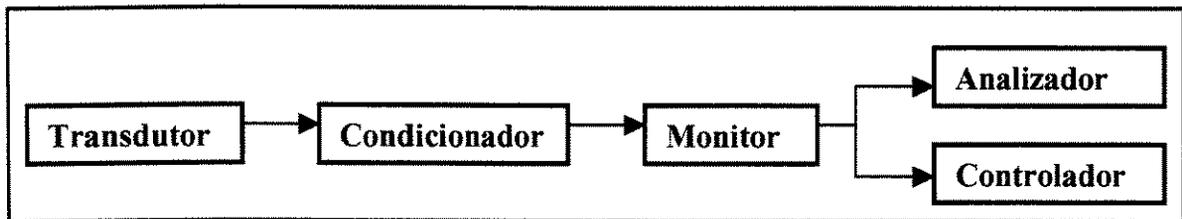


Figura 3 – Cadeia de aquisição de sinais.

## 2.1.2 Análise de sinais dinâmicos

### 2.1.2.1 Aliasing e o teorema de Nyquist:

Considera-se aqui que a amostragem de um sinal que varia continuamente no tempo a uma taxa máxima de  $f_{\max}$  ciclos por segundo só pode ser convenientemente realizada a uma taxa de amostragem mínima  $f_s$ , superior a  $2f_{\max}$ . A frequência de amostragem mínima de um sinal é chamada “Frequência de Nyquist”, a ele referente [Varoto,1991;Viloché Bazan,1993]. Para ilustrar este conceito, considera-se um sinal analógico harmônico de frequência  $f_1$  dado pela função:

$$x_1(t) = \cos(2\pi f_1 t) \quad (2.1)$$

A amostragem do sinal a uma frequência  $f_s$  equivale a representar a função nos intervalos de tempo múltiplos inteiros do intervalo  $\Delta t = 1 / f_s$ .

$$t = \Delta t = \frac{n}{f_s}, \quad n = 0,1,2,\dots \quad (2.2)$$

Substituindo o valor de  $t$  acima na expressão de  $x_1(t)$  leva a sua representação discreta

$$x_1(n\Delta t) = \cos\left(2\pi n \frac{f_1}{f_s}\right) \quad (2.3)$$

Considere-se um segundo sinal harmônico com frequência  $f_2$  maior do que uma certa frequência de corte  $f_c$  de tal forma que

$$f_2 = 2mf_c \pm f_1 \quad m = 1, 2, 3, \dots \quad (2.4)$$

Utilizando-se a mesma taxa  $f_s$  para a representação da amostragem de  $x_2(t)$  tem-se

$$x_2(t) = \cos\left[\frac{2\pi n(2mf_c \pm f_1)}{f_s}\right] \quad (2.5)$$

A frequência de corte, de acordo com o princípio de amostragem, é dada por

$$f_c = \frac{f_s}{2} \quad (2.6)$$

A substituição de tal termo na expressão de  $x_2(t)$  leva a

$$x_2(n\Delta t) = \cos\left(\frac{2\pi n f_1}{f_s}\right) \quad (2.7)$$

Uma comparação da expressão (2.7) discretizada de  $x_2(t)$  e da (2.3) discretização de  $x_1(t)$  mostra que os dois sinais assim representados são idênticos e portanto as duas frequências  $f_1$  e  $f_2$  não podem ser distinguidas. Dá-se a tal efeito o nome de “alias”. Assim, um sinal discretizado por uma frequência menor do que o dobro de sua frequência máxima terá a sua representação alterada (devido ao fenômeno de “aliasing”) para a de um sinal com menor conteúdo de frequência. O termo aliasing portanto, refere-se a distorção que acontece quando um sinal de tempo contínuo tem frequências maiores que a metade da taxa de amostragem [Brook,1988;Marple Jr,1987].

### 2.1.2.2 Representação em tempo e frequência:

A representação mais comum de sinais e formas de ondas é no domínio do tempo. Porém, muitas técnicas de análise de sinais trabalham no domínio da frequência. O conceito da representação de um sinal no domínio de frequência é de difícil compreensão inicial, mas revela-se de uma grande utilidade prática.

O domínio da frequência simplesmente é outro modo de representar um sinal. Considera-se por exemplo, uma senoide simples mostrada na figura 4.

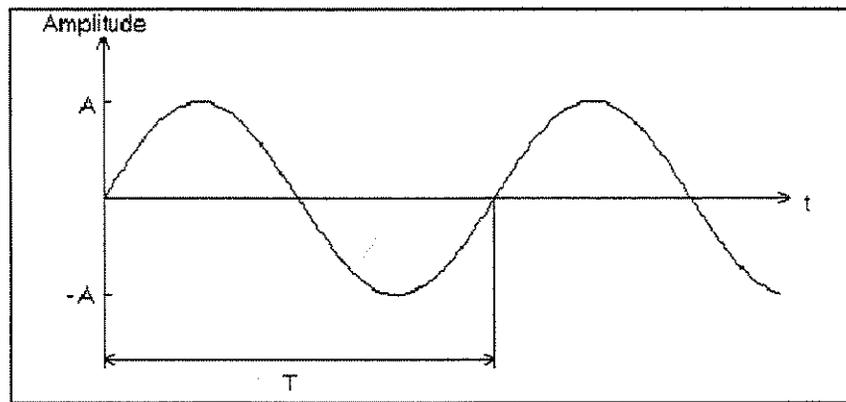


Figura 4 - Senoide

Os eixos amplitude e tempo, no qual a senoide é mostrada, definem o plano tempo. Se um eixo extra é somado para representar frequência, então a senoide seria ilustrada como segue na figura 5 abaixo:

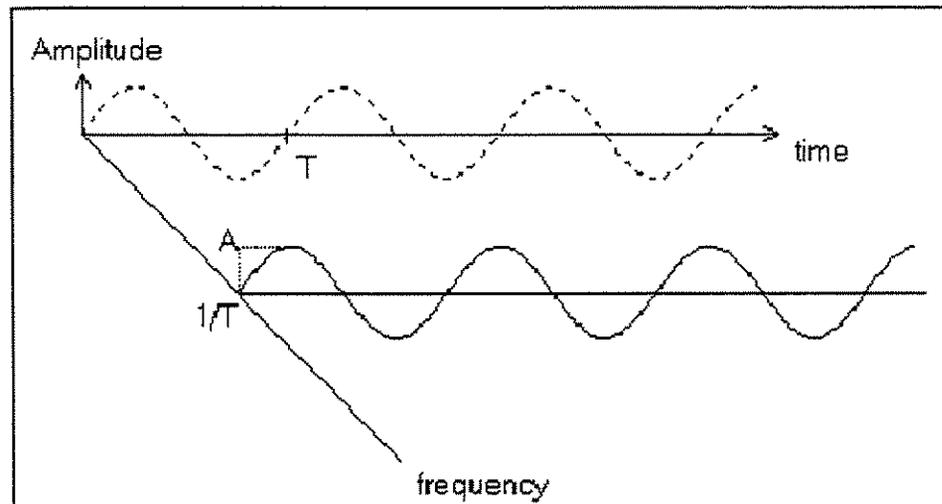


Figura 5 – Tempo e Frequência

A frequência e o eixo de amplitude definem o plano frequência de uma maneira similar ao modo plano tempo, definido pelo tempo e o eixo de amplitude. O plano frequência é utilizado para representar o espectro de um sinal amostrado. O plano frequência é ortogonal ao plano tempo. Note que o sinal de tempo pode ser considerado uma projeção se a senoide está sobre o plano tempo (tempo e eixo de amplitude). A senoide atual pode ser representada, a uma certa distância, ao longo do eixo de frequência distante do plano tempo. Esta distância ao longo do eixo de frequência é a frequência da senoide, igual ao inverso do período da senoide [Braun,1986;Candy,1988;Chen,1988].

A forma de onda também tem uma projeção sobre o plano frequência. A projeção da senoide no plano frequência é simplesmente uma linha. Esta linha tem uma altura igual a amplitude da senoide. Estas duas projeções significam que a curva aparece como uma senoide no plano tempo (tempo e eixo de amplitude), e como uma linha no plano frequência (frequência e eixo de amplitude). Pode-se notar que toda a informação sobre a senoide (frequência e amplitude) é representada na projeção no plano tempo, mas toda informação de fase é perdida na projeção sobre o plano frequência. Se o sinal total é reconstruído para a representação de frequência então um gráfico adicional chamado de “diagrama de fase” é necessário. O diagrama de fase simplesmente é um gráfico de fase x frequência, semelhante ao gráfico amplitude x frequência obtido do plano frequência. Embora tenha sido examinado só a forma de onda senoidal, é pertinente a todas as formas de onda porque qualquer forma de onda não-senoidal pode ser expressa como o resultado de vários componentes senoidais. Isto é alcançado através da expansão da Série de Fourier [Crede,1983].

### 2.1.2.3 Transformada discreta de Fourier (DFT) e a FFT:

A Transformada de Fourier é usada para converter um sinal contínuo de tempo para o domínio de frequência. Ela descreve o espectro contínuo de um sinal de tempo de não-periódico. A Transformada de Fourier  $X(f)$  de uma função de tempo contínua  $x(t)$  pode ser expressado como:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i2\pi ft} dt \quad (2.8)$$

A transformada inversa é:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f)e^{i2\pi ft} df \quad (2.9)$$

A Transformada Discreta de Fourier é usada no caso onde ambas as variáveis, o tempo e a frequência são discretas, como nos casos dos sinais usados nos computadores digitais [Pinto Jr, 1998]. O sinal de tempo discreto é representado como  $x(n\Delta t)$ , e a transformada discreta de frequência como  $X(mF)$ . A Transformada Discreta de Fourier (DFT) é dada por:

$$X(mF) = \sum_n x(nT)e^{-inm2\pi FT} \quad (2.10)$$

e inversamente

$$x(n\Delta t) = \frac{1}{N} \sum_m X(mF)e^{inm2\pi FT} \quad (2.11)$$

A Transformada Rápida de Fourier (FFT) é um algoritmos numérico que implementa a Transformada Discreta de Fourier com considerável economia. Considerando que, no presente trabalho, apenas se apresenta uma introdução para a Transformada de Fourier, um desenvolvimento rigoroso da teoria subjacente da FFT não será atendido aqui. Enquanto é possível desenvolver algoritmos de FFT que trabalham com qualquer número de pontos, o máximo de eficiência computacional é obtida quando o número de pontos do sinal discretizado é uma potência inteira de dois, como por exemplo  $n = 1024$  ou  $n = 2048$ .

## **2.2 Análise modal**

Uma parte importante da área da análise de vibrações é o conhecimento do comportamento dinâmico de estruturas e seus componentes. Tipicamente, as características da dinâmica estrutural são definidas por sua função de transferência. Esta relação causa/efeito descreve o comportamento dinâmico como uma função da resposta em um ponto da estrutura, a uma excitação harmônica aplicada em um segundo ponto da mesma. Em conseqüência, caso se possa medir as características de transferência da estrutura, então a dinâmica estrutural é conhecida, ou seja, as propriedades que definem um modo de vibração podem ser obtidas [Meirovitch, 1986].

A análise modal determina as propriedades dinâmicas de uma estrutura pela identificação de seus modos de vibração. Um modo de vibração é uma propriedade inerente da estrutura e pode ser excitada em qualquer ponto, com exceção dos pontos nodais.

Cada modo de vibração encontrado nas funções de transferência, possui uma frequência natural específica e um fator de amortecimento. A ressonância, associada com cada modo é independente da locação espacial e é caracterizada por uma única distribuição de deformação ou forma modal através da estrutura [Almeida, 1990].

A análise modal pode ser abordada de duas formas: numérica e experimental, cada uma com suas particularidades que serão apresentadas a seguir.

### **2.2.1 Análise modal numérica**

A análise de vibrações de sistemas estruturais simples, através de uma formulação analítica da mecânica do contínuo é uma excelente maneira de compreender e se familiarizar com o fenômeno real, mas sua aplicação é restrita a um número muito pequeno dos casos correntes em engenharia. Na prática torna-se muito difícil qualquer tratamento analítico de estruturas mais

complexas. Neste contexto, o método de elementos finitos constitui uma excelente alternativa para a solução de problemas dinâmicos que envolvam grande número de graus de liberdade [Soeiro, 1999].

A utilização do método de elementos finitos, juntamente com o Princípio de Hamilton, [Ewins, 1984; Soeiro, 1999] leva, no caso de um sistema livre, a uma equação matricial do tipo:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (2.12)$$

onde  $[M]$  e  $[K]$  são as matrizes de massa e rigidez respectivamente. Tais matrizes representam a distribuição espacial e as propriedades físicas do sistema estudado. Os elementos do vetor são funções do tempo que representam os graus de liberdade discretizados da estrutura do sistema mecânico.

A determinação das matrizes de massa e rigidez é feita, a partir do cálculo das energias cinética ( $E_c$ ) e potencial ( $E_p$ ), conforme as seguintes equações:

$$E_c = \frac{1}{2} \int_V \rho v^2 dV \quad (2.13)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \int_V \{\sigma\}^T \{\epsilon\} dV \quad (2.14)$$

com  $\{\sigma\} = [C]\{\epsilon\} \quad (2.15)$

$$\{\epsilon\} = [D]\{u\} \quad (2.16)$$

onde  $\rho$  é a massa específica do material,  $v$  a velocidade de cada um dos graus de liberdade,  $[C]$  a matriz constitutiva do material,  $[D]$  uma matriz que contém operadores diferenciais e  $\{u\}$  o vetor deslocamento que é aproximado por funções de interpolação apropriadas  $N_i$ .

Usando as Eq. (2.13), (2.14), (2.15) e (2.16) e aplicando o princípio de Hamilton, através da Equação de Euler-Lagrange, resulta:

$$\int_V [B]^T [C][B] dV \{u\} + \int_V \rho [N]^T [N] dV \{\ddot{u}\} = 0 \quad (2.17)$$

que, por comparação com a Eq. (2.12), leva a:

$$[K] = \int_V [B]^T [C][B] dV \quad (2.18)$$

$$[M] = \int_V [N]^T [N] dV \quad (2.19)$$

Com base no comportamento real da estrutura assume-se que as respostas do sistema de equações são harmônicas e a Eq. (2.12) é transformada para:

$$[[K] - \Omega^2 [M]]\{u\} = 0 \quad (2.20)$$

que representa um problema generalizado de autovalores e autovetores. Os autovalores  $\Omega$  são as frequências naturais do sistema e os autovetores  $\{u\}$  as formas modais associadas com cada uma das frequências naturais.

### 2.2.2 Análise modal experimental

A complexidade de um sistema estrutural muitas vezes impossibilita a predição teórica de todos os parâmetros que caracterizam seu modelo matemático, principalmente, no tocante ao conhecimento do nível e da natureza do amortecimento presente nesta estrutura. Uma formulação matemática acurada dos efeitos do amortecimento é muito complexa, já que as forças de amortecimento de uma estrutura não podem ser determinadas com a mesma precisão que as forças elásticas e inerciais. Porém, é possível obter boas estimativas dos valores das forças de amortecimento e de sua natureza por meio da análise modal experimental. Portanto, a técnica de análise modal experimental torna-se uma ferramenta poderosa para a solução desse problema.

Outra razão importante para a utilização de análise modal experimental é a validação do modelo matemático através da comparação entre os valores das frequências naturais e modos de vibração obtidos experimentalmente.

A análise modal experimental é a técnica de medição e análise de dados de vibração estrutural que visa a obtenção do modelo modal da estrutura sob análise. Esse modelo fica perfeitamente caracterizado pela obtenção dos seguintes parâmetros: frequências naturais, amortecimentos e formas modais. Nessa técnica, discretiza-se a estrutura em uma certa quantidade de pontos e mede-se um conjunto de Funções Resposta em Frequência (FRF), que são a base para a determinação do modelo modal. Determinam-se os parâmetros modais pela técnica sDOF (single Degree Of Freedom), no caso de modos bem espaçados e levemente amortecidos, ou através da técnica mDOF (multiple Degree Of Freedom), quando os modos adjacentes interferem um nos outros, o que é o caso de uma grande parte dos sistemas reais [Bendat, 1980].

A primeira etapa da análise modal experimental é a aquisição de um conjunto de funções resposta em frequência (FRFs). Posteriormente define-se um modelo modal viscoso ou histerético para descrever estes dados. Com o uso de técnicas de estimação de parâmetros (ajuste de curvas) o modelo modal é ajustado com os dados adquiridos obtendo-se os valores dos

parâmetros modais. Uma vez que os valores dos parâmetros tenham sido estimados, os modos podem ser verificados através de visualização gráfica ou através do uso de uma série de técnicas de validação do modelo modal. A Figura 6 demonstra um esquema que resume o procedimento em que a excitação é feita por meio de “Shaker” e o ajuste no domínio da frequência.

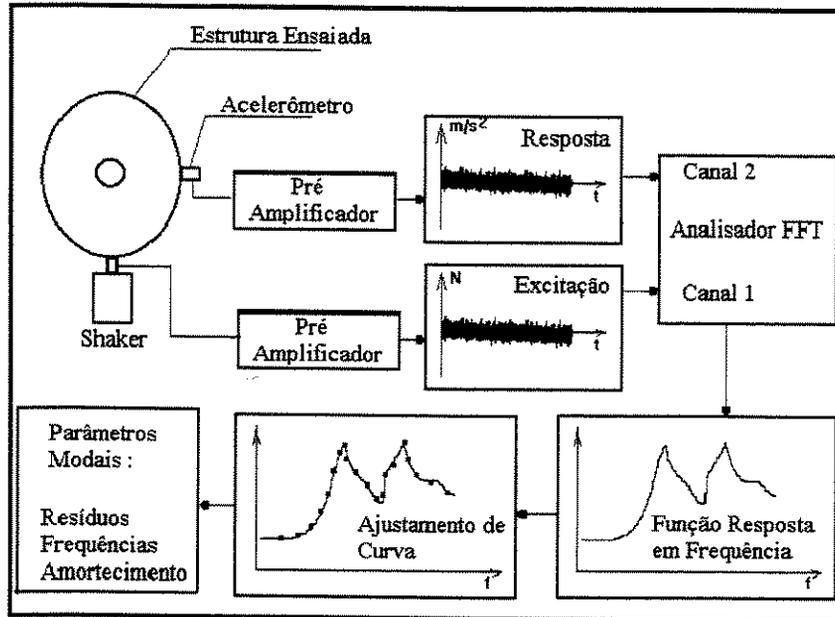


Figura 6 - Análise modal com excitador eletrodinâmico

Denotando pelos índices  $k$  e  $i$ , respectivamente, as posições na estrutura onde se aplica a excitação e mede-se a resposta, a função resposta em frequência do tipo inércia pode ser definida como:

$$H_{ik}(j\omega) = \frac{\ddot{x}_i(j\omega)}{F_k(j\omega)} \quad (2.21)$$

ou, usando-se a frequência natural ( $\omega_r$ ), massa ( $m_r$ ) e razão de amortecimento modal ( $\xi_r$ ), como:

$$H_{ik}(j\omega) = -\omega^2 \sum_1^r \frac{\psi_i^r \psi_k^r}{m_r [-\omega^2 + j^2 \xi_r \omega \omega_r + \omega_r^2]} \quad (2.22)$$

Uma forma de frações parciais é frequentemente preferida, resultando em:

$$H_{ik}(j\omega) = -\omega^2 \sum_{r=1}^{n/2} \left\{ \frac{A_{ik}^r}{j\omega - S_r} + \frac{A_{ik}^{r*}}{j\omega - S_r^*} \right\} \quad (2.23)$$

onde  $A_{ik}^r$  é o resíduo e  $S_r$  é:

$$S_r = -\xi_r \omega_r \pm j \omega_r [1 - \xi_r^2]^{1/2} \quad (2.24)$$

Demonstra-se também que o termo de resíduo  $A'_{ik}$  é proporcional a valores existentes nos modos de vibrar da estrutura. Os resultados apresentados neste trabalho, referem-se a parâmetros modais extraídos no domínio do tempo, assim, utiliza-se a função resposta impulsiva que é obtida a partir da aplicação da transformada inversa de Fourier à Eq. (2.23), resultando:

$$h(t) = \mathfrak{S}^{-1}[H(j\omega)] = \sum_{r=1}^{n/2} A_r \exp(S_r t + \phi) \quad (2.25)$$

A identificação dos parâmetros  $A_r$ ,  $S_r$  e  $\phi$  é feita ajustando-se uma função a cada  $h(t)$  medida, resultando assim uma função resposta impulsiva analítica no domínio do tempo  $h_a(t)$ . A qualidade do ajustamento feito é comprovada pela inspeção visual das funções de transferência analítica  $H_a(j\omega) = \mathfrak{S}[h_a(t)]$  [Newland, 1984].

### 2.3 Curva de ajuste modal (*Curve Fitting*)

O objetivo de uma curva de ajuste modal é construir um modelo matemático das propriedades de vibração e deformações físicas de uma estrutura testada. As propriedades de vibração em cada modelo modal são conhecidas como parâmetros. Os parâmetros para um modo de vibração inclui dados de frequência de vibração, taxa de amortecimento e resíduos (amplitude e fase) [Levy, 1959].

Deformações físicas são conhecidas como modos de vibrar podendo ser armazenadas em tabela de coeficientes para várias localizações na estrutura. Tais coeficientes do modo de vibrar são determinados para os graus de liberdade de cada localização na estrutura [S.D.R.C, 1999].

Várias técnicas de estimar esses parâmetros são disponíveis. As técnicas chamadas SDOF baseiam-se em medições da resposta de movimento da estrutura em um único grau de liberdade, quando excitada em outro ponto qualquer. As técnicas MDOF baseiam-se na medição simultânea da resposta de movimento da estrutura em diversos graus de liberdade.

A construção de um modelo modal inicia-se com a matriz da FRF. As ações específicas para a estimativa de parâmetros, através das técnicas SDOF e MDOF envolvem dois estágios:

- Estimar as frequências de ressonância, fatores de amortecimento e resíduos;
- Determinar coeficientes para pontos de deflexão na estrutura.

Estimativas são feitas a partir de dados de testes armazenados na matriz da FRF. Cada entrada na matriz representa uma FRF associada a dois graus de liberdade da estrutura: o primeiro, na qual dados de resposta foram adquiridos e segundo de referência, onde atua uma excitação externa.

Estimativas de frequências de ressonâncias, amortecimento e resíduos podem ser usados para gerar uma função analítica a qual se aproxima da FRF original. Esse processo é chamado *curve fitting* por que o objetivo é realizar um ajuste fechado entre a FRF analítica e a experimental. Esses valores podem ser usados no modelo de deflexão para pontos na estrutura.

### 2.3.1. Exponencial Complexa

O método da exponencial complexa baseia-se na resposta livre do sistema a partir de uma dada condição inicial, mas que também se aplica a dados da função resposta ao impulso.

Essa técnica usa um algoritmo de ajuste de curva no domínio do tempo para processar uma função de resposta referente a aplicação de um impulso sobre o sistema [Levy,1959].

Valores para frequência de ressonância, amortecimento e resíduos são calculados por esse método, dentro de uma faixa de frequências compatível com os sinais de excitação e resposta medidos.

Embora sua aplicação na área de análise modal seja recente, a base teórica do método da exponencial complexa foi formulada no século XVIII por Prony . Atualmente, dois métodos usam essa teoria na identificação de parâmetros modais: o método de Ibrahim e o da poli-referência, desenvolvido por Vold [S.D.R.C, 1999;Levy, 1998].

### 2.3.2. Desenvolvimento da técnica da Exponencial Complexa

A função de transferência entre o deslocamento no ponto i e uma força aplicada no ponto k pode ser aproximada, usando N modos como,

$$H_{ik}(S) = \frac{X_i}{F_k}(S) = \sum_{r=1}^N \frac{A_{ikr}}{S - S_r} + \frac{A_{ikr}^*}{S - S_r^*} \quad (2.26)$$

onde  $A_{ikr}^*$  e  $S_r^*$  são o complexo conjugado de  $A_{ikr}$  e  $S_r$ , respectivamente.

Eliminando os subscritos i e k para efeito de simplificação da notação e considerando o termo conjugado complexo como independente, a função de transferência é simplesmente escrita como

$$\frac{X}{F}(S) = H(S) = \sum_{r=1}^{2N} \frac{A_r}{S - S_r} \quad (2.27)$$

Note que:

$$A_{r+1} = A_r^*$$

$$S_{r+1} = S_r^*$$

Onde  $r = 1, 3, 5, 7 \dots$  e

$$S_r = \sigma_r + j\omega_d = -\xi_r \omega_r + j\omega_r \sqrt{1 - \xi_r^2}$$

onde os termos  $\sigma_r, \omega_d, \omega_r, \xi_r$  são amortecimento modal, frequência natural amortecida, frequência natural não amortecida e razão de amortecimento, respectivamente.

Se a estrutura estiver inicialmente em repouso, a resposta para impulso unitário será a transformada inversa de Laplace de (2.27), ou seja:

$$h(t) = \sum_{r=1}^{2N} A_r e^{S_r t} \quad (2.28)$$

Se o intervalo de tempo de  $t_0$  para  $t_{2N}$  é dividido em  $2N$  subintervalos iguais, o valor de  $h(t)$  para um subintervalo  $K$ , define-se como:

$$h(t_K) = \sum_{r=1}^{2N} A_r e^{S_r K \Delta t} \quad (2.29)$$

onde

$$K = 0, 1, 2, \dots, 2N-1$$

$\Delta t$  = valor do subintervalo de tempo

ou

$$h(t_K) = \sum_{r=1}^{2N} A_r U_r^K \quad (2.30)$$

onde

$$U_r = e^{S_r \Delta t}$$

Segue assim

$$\begin{aligned} h(t_0) &= A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_{2N} \\ h(t_1) &= A_1 U_1 + A_2 U_2 + A_3 U_3 + \dots + A_{2N} U_{2N} \\ h(t_2) &= A_1 U_1^2 + A_2 U_2^2 + A_3 U_3^2 + \dots + A_{2N} U_{2N}^2 \\ &\vdots \\ &\vdots \\ h(t_{2n-1}) &= A_1 U_1^{2n-1} + A_2 U_2^{2n-1} + A_3 U_3^{2n-1} + \dots + A_{2N} U_{2N}^{2n-1} \\ h(t_{2n}) &= A_1 U_1^{2n} + A_2 U_2^{2n} + A_3 U_3^{2n} + \dots + A_{2N} U_{2N}^{2n} \end{aligned} \quad (2.31)$$

Se  $N = n$ , há  $2n + 1$  para Equação (2.31), Existe um polinômio de ordem  $2n$  que satisfaz a expressão:

$$U^{2n} + a_1 U^{2n-1} + a_2 U^{2n-2} + \dots + a_{2n-1} U + a_{2n} = 0 \quad (2.32)$$



$$\begin{aligned}
h(t_{2n}) + a_1 h(t_{2n-1}) + a_2 h(t_{2n-2}) + \dots + a_{2n} h(t_0) &= 0 \\
h(t_{2n+1}) + a_1 h(t_{2n}) + a_2 h(t_{2n-1}) + \dots + a_{2n} h(t_1) &= 0 \\
&\vdots \\
h(t_{4n-1}) + a_1 h(t_{4n-2}) + a_2 h(t_{4n-3}) + \dots + a_{2n} h(t_{2n-1}) &= 0
\end{aligned} \tag{2.38}$$

ou,

$$\begin{bmatrix} h(t_{2n-1}) & h(t_{2n-2}) & \dots & h(t_0) \\ h(t_{2n}) & h(t_{2n-1}) & \dots & h(t_1) \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ h(t_{4n-2}) & h(t_{4n-3}) & \dots & h(t_{2n-1}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_{2n} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} h(t_{2n}) \\ h(t_{2n+1}) \\ \vdots \\ h(t_{4n-1}) \end{bmatrix} \tag{2.39}$$

A equação anterior pode ser resolvida para  $\{a\}$ , podendo ser substituído assim na equação (2.32) e os valores de  $U_r$  determinados usando uma solução iterativa polinomial. Podem ser achados valores para  $\omega_r$  e  $Z_r$  como segue,

$$\begin{aligned}
U_r &= e^{S_r \Delta t} = e^{(\sigma_r + j\omega_{r,d}) \Delta t} = e^{\sigma_r \Delta t} e^{j\omega_{r,d} \Delta t} \\
&\vdots \\
|U_r| &= e^{\sigma_r \Delta t} \\
\angle U_r &= \omega_{r,d} \Delta t
\end{aligned}$$

Assim,

$$\frac{\ln|U_r|}{\Delta t} = \sigma_r = -\xi_r \omega_r \tag{2.40}$$

e

$$\frac{\angle U_r}{\Delta t} \omega_{r,d} = \omega_r \sqrt{1 - \xi_r^2} \tag{2.41}$$

Finalmente, as  $2n$  linhas da equação (2.31) podem ser processadas para determinar os resíduos  $A_1$  até  $A_{2n}$  como se segue.

As primeiras  $2n$  linhas da equação (2.31) podem ser re-escritas como:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & \dots & 1 \\ U_1 & U_2 & U_3 & \dots & U_{2n} \\ U_1^2 & U_2^2 & U_3^2 & \dots & U_{2n}^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ U_1^{2n-1} & U_2^{2n-1} & U_3^{2n-1} & \dots & U_{2n}^{2n-1} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ \vdots \\ A_{2n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h(t_0) \\ h(t_1) \\ h(t_2) \\ \vdots \\ h(t_{2n-1}) \end{bmatrix} \tag{2.42}$$

A matriz da equação (Eq. 2.42) é chamada de Van der Monde, cuja inversa possui uma eficiente formulação computacional dada em [Brown,1979; Brook,1988].

### 2.3.3. Inertância e Complacência

Podemos adicionar os termos de inertância e complacência na função analítica sintetizada para avaliar o efeito residual da massa e rigidez dos modos fora da faixa de frequência de interesse [S.D.R.C,1999]. Os termos residuais podem ser calculados simultaneamente ou independentemente. O método simultâneo produz valores reais. Este método é de aproximação rápida e geralmente exato o suficiente para comparações visuais, onde a verificação modal do modelo é requerida. O método da exponencial complexa retorna valores complexos, normalmente utilizado quando há interesse na obtenção dos resíduos do sistema modelado.

A função resposta em frequência em uma faixa específica pode ser aproximada sendo descrita de acordo com o procedimento a seguir:

- Inertância residual dos modos abaixo da frequência de interesse
- Modos de que são ressonante na faixa de frequência de interesse
- Complacência residual dos modos acima da faixa de frequência de interesse

A concepção de inertância e complacência residual são representadas na figura 7 abaixo:

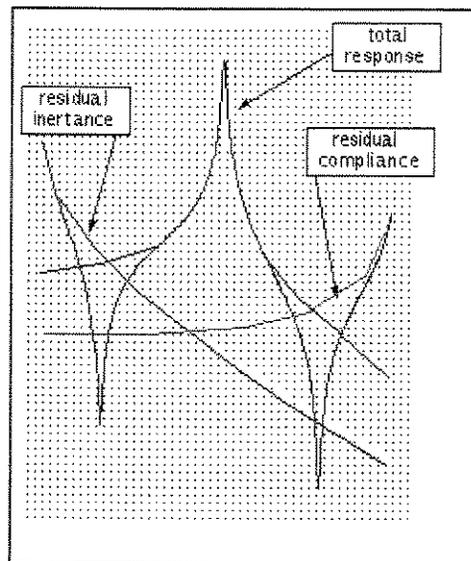


Figura 7 – Inertância e Complacência

A figura 7 apresenta os efeitos de inertância residual e complacência dos modos abaixo das frequências de ressonância mais altas na resposta total de um modo dentro da faixa de frequência de interesse. A inertância contribui com valores que decrescem com a frequência ao contrário da complacência que praticamente se mantêm constante.

Tal comportamento pode ser expressado matematicamente como

$$H_{ik} = -\frac{X_{ik}}{\omega^2} + \sum_{r=1}^{2N} \frac{\psi_i^r \psi_k^r}{a_r (j\omega + \zeta_r \omega_r \pm j\omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2})} + Z_{ik}$$

$X_{ik}$  Termo de inertância residual abaixo da frequência de interesse

$Z_{ik}$  Termo de complacência residual acima da frequência de interesse

$N$  Numero de modos na faixa de frequência de interesse

A técnica da exponencial complexa é usada para avaliar a contribuição devido aos modos que são ressonante na faixa de frequência abaixo da de interesse. Inertância residual e condições de complacência podem ser calculadas comparando uma função analítica a uma função experimental correspondente. Ao calcular as condições residuais independentemente, a faixa de análise, deveria ser limitada na região onde a maioria dos dados é afetada pelo termo de correção residual particular que é calculado.

### 2.3.3.1. Correção para Inertância

Um termo de correção para a inertância residual é adicionado entre as funções selecionadas. Torna-se necessário calcular um termo da inertância residual acrescentando-o a ordem da função analítica obtendo-se uma comparação melhor para os dados experimentais. Ao calcular as condições residuais independentemente, a faixa de análise, deverá ser limitada à região de dados de maioria afetada pelo termo de correção residual particular que é calculado.

### 2.3.3.2. Correção para Complacência

Um termo de correção para complacência residual é adicionado entre as funções selecionadas. Torna-se necessário calcular um termo residual de complacência e acrescentá-lo a ordem da função analítica obtendo-se uma comparação melhor nos dados experimentais.

### 2.3.3.3. Correção para Inertância e Complacência

São adicionadas condições de correção para inertância residual e complacência simultaneamente entre as funções selecionadas. O resultado é puramente uma estimativa real de cada. Torna-se necessário calcular as condições da correção residual e as acrescentar a ordem da função analítica obtendo-se uma melhor comparação nos dados experimentais.

## 2.4 Método dos elementos finitos (MEF)

O MEF é um procedimento numérico para a análise de estruturas e meios contínuos, baseado no conceito de discretização. A idéia consiste em transformar um problema complexo na soma de diversos problemas simples. Torna-se necessário buscar soluções locais, cujas propriedades garantam uma convergência para os problemas globais. Assim o MEF é uma técnica geral para construção de soluções aproximadas podendo ser aplicada na solução de problemas de valor de contorno [Bathe, 1982; Cook,1989].

O método envolve a divisão do domínio da solução em um número finito de subdomínios, os elementos finitos, determinando-se a solução aproximada sobre a coleção de elementos finitos.

De uma forma mais global o MEF foi criado com o objetivo de se resolver os problemas da mecânica que não admitem soluções fechadas (de forma analítica). A solução aproximada poderá ser do tipo polinomial nodal ou isoparamétrica, o que implica em processos de discretização dos domínios, que podem ter geometria irregulares arbitrárias.

Dentre as muitas ferramentas disponíveis para o cálculo e análise de problemas dos mais variados, o MEF tem se destacado como sendo uma ferramenta de uso geral, eficaz e de alto desempenho, nas áreas onde a densidade tecnológica é alta. Pode-se criar projetos em [S.D.R.C.,1999]:

- Nucleares;
- Bio-Mecânica;
- Indústria aeronáutica e aeroespacial;
- Controle de poluição;
- Indústria automotiva e autopeças;
- Vibroacústica;
- Indústria de bens de consumo.

No final das décadas de 60 e 70 um grande número de programas de elementos finitos em computadores foram criados, cada um incluindo diversos tipos de elementos, com potencial para análise estática, dinâmica e transferência de calor, tornando fácil, rápida e barata a análise por elementos finitos [Pavanello,1999; Pinto Jr,1998].

Métodos para estruturas dinâmicas são largamente independentes da análise de elementos finitos por que esses métodos presumem a avaliação da matriz rigidez, massa, e amortecimento

mas não demandam que surjam da discretização por elementos finitos. Realmente, muitos métodos populares foram desenvolvidos antes do advento do MEF pelo uso de matrizes resultantes da discretização por diferenças finitas. Atualmente, porém, as matrizes são mais freqüentemente obtidas pela discretização por elementos finitos, e as ferramentas de análise experimental usadas no ajuste do modelo de elementos finitos.

## Capítulo 3

### Informática aplicada à Engenharia

A automatização do processo de desenvolvimento de projeto é um desafio fundamental para uma empresa tornar-se competitiva frente às grandes dificuldades criadas pela globalização. Da mesma forma, com a evolução das organizações, a total coordenação do processo produtivo se torna muito mais complexa. Aliado a estes fatores, há uma quantidade enorme de informações que podem estar tanto restritas a grupos técnicos isolados, como inacessíveis pela incompatibilidade de dados. O sucesso da coordenação do processo produtivo será atingido quando o sistema de informação dos produtos e serviços forem colocados como estratégia básica de operação

A informática aplicada a engenharia e seus processos evoluiu muito. Apesar de ter nascido juntamente com as demais aplicações, somente a poucos anos temos disponíveis no mercado sistemas que realmente automatizam o processo de projeto e manufatura de maneira integrada.

Quando uma empresa está selecionando um software para soluções isoladas de projeto, análise (FEM) ou manufatura, normalmente encontra no mercado soluções que atendem suas necessidades com preços competitivos. A opção por um sistema integrado acontece quando a escolha é feita pensando no futuro ou até mesmo no presente quando se considera todas as etapas do ciclo de vida de um produto. Uma solução isolada pode significar em pouco tempo uma colcha-de-retalhos, onde diversos softwares compõem a Solução de Engenharia da empresa. Esta diversidade de produtos significa custos desnecessários de treinamento, produtividade reduzida, falta de comunicação e perda de informação quando da geração de meta arquivos de intercâmbio de dados (p.ex. IGES).

O que se busca são ferramentas de projeto (concepção, modelagem, teste/análise, prototipação, e documentação) e de manufatura com integração absoluta, e adequadas ao trabalho em equipe (engenharia concorrente). São elas:[Bathe,1982; S.D.R.C.,1999]

- CAE – Engenharia Assistida por Computador (EAC);
- CAD – Projeto Assistido por Computador (PAC);
- CAM – Manufatura Assistida por Computador (MAC);
- CIM - Manufatura Integrada por Computador (MIC);
- CNC – Comando Numérico Computadorizado (CNC);
- PDM – Gerenciamento de Dados de Produtos (GDP);
- TDM - Gerenciamento de Dados Técnicos (GDT);

Mesmo com custos mais elevados no início (e apenas no início), os sistemas integrados eliminam todos os problemas citados – Os sistemas integrados, propiciam uma solução completa de engenharia, prevendo todas as possibilidades de expansão. Benefícios claros em termos de produtividade e organização de dados são obtidos imediatamente. Um outro argumento bem forte é a possibilidade de otimização: por ser integrado, o sistema de CAE pode interagir com o modelo geométrico alterando-o a partir de definições de liberdades geométricas, até atingir-se um modelo geométrico e estrutural otimizado, isto tudo automaticamente.

As siglas citadas anteriormente (CAE,CAD,CAM,PDM) na verdade encerram em si o conceito de Projeto e Manufatura Assistida/Auxiliada por Computador. Em um processo produtivo, onde a partir de um conceito gera-se um produto, existe um "ciclo de vida" onde etapas retroalimentam etapas em um processo cíclico em que busca-se a otimização. Isto é a engenharia concorrente, e é inevitável que a cada software associado a uma etapa do ciclo produtivo tenha comunicação bilateral com as etapas anteriores e posteriores. Não somente se deseja uma fluência de comunicação de dados (intercambialidade), mas de comandos (onde modificações implicam em redefinições em fases anteriores de forma automática). Também não podemos deixar de lado uma espécie de compreensão semântica do processo como um todo, um elemento capaz de coordenar o ciclo produtivo, desde dados, aplicações e usuários (projetistas).

Isto tudo pode culminar em um sistema de simulação onde todo o processo pode ser avaliado antes de implantado – conhecido por Fábricas Digitais. Os sistemas desta natureza permitem a visualização tridimensional do processo de manufatura: desde o projeto e montagem até a expedição do produto.

### **3.1 Processo de projeto e manufatura e software**

Novos produtos são hoje desenvolvidos e colocados no mercado em curto prazo de tempo. Isso se deve a redução no tempo necessário para concepção, projeto, manufatura e fabricação em larga escala. Os responsáveis por permitir que todo esse processo do projeto ao produto seja executado de forma eficiente dentro do ciclo de engenharia mecânica são os sistemas CAD/CAM/CAE de alta tecnologia. Segurança, confiabilidade e alta performance são características essenciais, e devem mesmo ser considerados os principais sinônimos desses sistemas.

O processo de projeto envolve uma série de atividades que, quando automatizadas por um sistema computacional, as executam em porções distintas de um todo. Estes módulos que compõem o sistema denominado CAE são normalmente identificados pelas suas atribuições específicas [S.D.R.C.,1999]:

- Modelagem;
- Montagem;
- Simulação;
- Teste;
- Desenho;
- Manufatura.

Usualmente o núcleo do sistema é o modelador, que define o padrão de interface e as estruturas de dados para os demais. É importante que este núcleo apresente uma arquitetura aberta para amparar módulos específicos. Apresente forma de conexão com possíveis módulos que não fazem parte do conjunto/fornecedor original. A intercambialidade de dados entre os módulos deve necessariamente ser transparente ao usuário, onde não se perceba substanciais modificações na interface, nem a preocupação com importação / exportação / leitura / escrita de informações entre módulos.

### **3.2 Modelagem - Concepção / Design - CAD**

Um produto é concebido a partir de diversas formas, mas basicamente é a necessidade que gera esta busca. Com a especificação de requisitos, restrições, limitações e características em mãos, um Designer gera um modelo volumétrico do produto. Para isto é necessário uma ferramenta que não crie limitações ao processo criativo, mas forneça um ambiente de criação e

modelagem capaz de traduzir suas idéias para um modelo representável computacionalmente, como mostrado na figura 8.

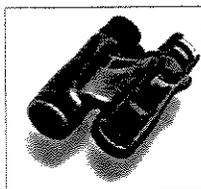


Figura 8 – Modelo sólido

O sistema de modelagem deve proporcionar o máximo de liberdade ao usuário, traduzindo em forma de comandos as ações que este executa. Fornecendo ferramentas de auxílio para a criação parametrizada e correlacional (onde os relacionamentos entre primitivas e objetos atuam como restrições e parâmetros). A habilidade de prever ações do usuário, e adequar opções de comandos para um contexto específico de criação é extremamente desejável. O aspecto de alterabilidade é também muito importante; todos os passos (comandos) realizados devem ser registrados e passíveis de modificação.

Um outro fator de grande importância é a habilidade de modelagem de formas pouco comportadas do ponto de vista geométrico e matemático. É certo que com a evolução do projeto, as formas que definem o produto devam possuir representações matemáticas precisas, caso contrário o processo de automação da manufatura fica prejudicado. Mas incluir estas limitações nas fases iniciais é limitar também o processo criativo. Para isto a habilidade de lidar (criar, manipular e operar) com formas orgânicas é imprescindível. Representações baseadas em NURBS (*Non Uniform Rational B Splines*) apresentam bons resultados neste sentido [S.D.R.C.,1999; Cook,1989].

Uma última consideração é em relação a natureza do modelador. Na vida real a grande maioria dos produtos são sólidos, e não "cascas" e superfícies ocas. Isto se torna fundamental quando as propriedades físicas são relevantes, o que é bastante comum. Por isto, um modelador sólido verdadeiro faz muita diferença durante o processo de modelagem.

### 3.3 Montagem

A maior parte dos produtos são compostos por elementos, estes elementos se relacionam entre si dando a funcionalidade ao todo: o Produto. Esta afirmação leva-nos a questionar a validade de um sistema de projeto que não leve em consideração os inter-relacionamentos e interferências entre suas partes, bem como a montagem de mecanismos cinemáticos (velocidades,

posições e acelerações), como exemplo temos um sistema de suspensão veicular cujo modelo computacional é apresentado à figura 9 abaixo.

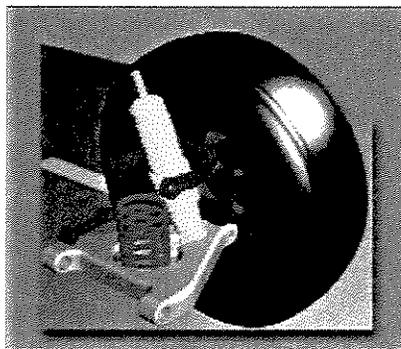


Figura 9 – Conjunto mecânico

Desta forma define-se como fundamental a compreensão pelo sistema de projeto do produto como um todo. A modelagem deve levar em consideração a montagem, com isso a integração entre elas deve ser absoluta, permitindo um processo de desenvolvimento com uma abordagem "*top-down*" (do geral para o particular), onde a administração da complexidade e do raciocínio construtivo é disciplinado. A criação de elementos abstratos onde o detalhamento ocorre gradualmente exemplifica esta abordagem, bem como o desenho da estrutura antes das definições de geometria [S.D.R.C, 1999].

Em projetos de grande porte, um certo número de projetistas trabalham em equipe para obter um resultado comum, a administração deste trabalho concorrente deve ser levada em consideração. Como resultado documental deste processo, tem-se a Lista de Materiais (BOM - "*Bills of Material*"), bem como uma série de tabelas onde extrai-se importantes informações sobre a estrutura global, inter-relacionamentos, etc...

Para a representação da estrutura do produto é necessário uma linguagem gráfica, que de maneira simples possa ser compreendida pelo usuário em um processo bilateral de relacionamento, Usando-a para criar e visualizar a estrutura hierárquica do produto.

### **3.4 Simulação - CAE**

A simulação é constituída por duas etapas bem distintas: Modelagem e Solução. Na Modelagem definimos a representação matemática do produto; a partir da geometria criada (concepção, design) é gerado um modelo de elementos discretizados para análise estrutural, térmica, de fluxo, etc... como mostrado na figura 10 [Bathe,1982].

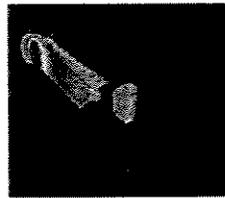


Figura 10 – Simulação

O modelo a ser analisado pode ser proveniente do mesmo sistema (não necessitando qualquer processo de importação) ou desenvolvido em um outro sistema, desta forma é fundamental que existam "importadores" baseados em arquivos de intercambialidade de dados gráficos, por exemplo DXF e IGES. O modelo sólido contínuo criado para a simulação é usualmente discretizado em uma malha de elementos finitos, desta forma através do Método de Elementos Finitos realiza-se todas as análises necessárias à validação do projeto em termos físicos. O processo de geração da malha deve possuir flexibilidade no sentido de permitir ao usuário controle total, bem como a geração adaptativa dirigida pelo usuário. Ainda na definição do modelo de simulação temos a atividade de especificação das condições de carregamento e as restrições a serem impostas. Uma biblioteca de materiais é fundamental para agilizar o processo, com mecanismo de procura, seleção e ordenação dos materiais comerciais disponíveis no mercado. Finalmente a validação do modelo para simulação deve ser efetuada automaticamente, com detecção de erros como nodos coincidentes, arestas livres, violação de limites, orientação e conectividade, etc... Na Solução, o modelo desenvolvido anteriormente é submetido a análise. Usualmente conhecido por "Solver", este módulo é a síntese da engenharia assistida por computador, pois concretiza computacionalmente a análise baseada no método dos elementos finitos - FEM, esta análise pode ser estrutural, térmica ou de fluxo. A figura 11 apresenta o resultado de uma simulação estrutural.

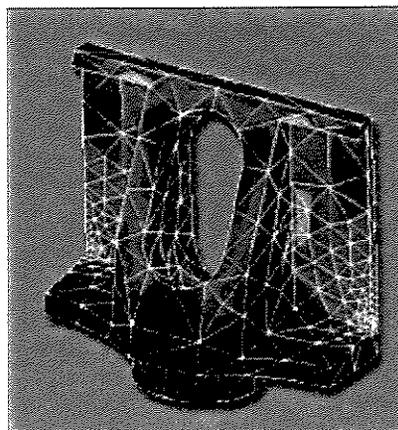


Figura 11 – Simulação Estática

UNICAMP  
BIBLIOTECA CENTR  
SEÇÃO CIRCULAR

Como foi dito a simulação e análise envolve vários processos além do estrutural, seguem alguns exemplos de grande relevância industrial:

- CFD - Fluidodinâmica Computacional;
- TMG - Análise e Modelagem Térmica;
- MF - "*Mold Flow*", previsão do fluido plástico durante a injeção;
- MC - "*Mold Cooling*", assistente de projeto de circuito de refrigeração de moldes;
- Teste de Fadiga - previsão da durabilidade estática e dinâmica;
- Vibro Acústica - previsão de como as ondas sonoras afetam a performance estrutural de componentes mecânicos e como a vibração de estruturas geram ruídos.

### 3.5 Teste

No tradicional processo da engenharia de projetos, testes eram realizados com o objetivo de qualificar o projeto depois da produção. O grande passo do moderno processo de engenharia de projetos é o uso de testes durante o ciclo de desenvolvimento. Através de avançadas técnicas de análise os dados de testes são melhores utilizados e integrados com outras disciplinas envolvidas no projeto. Testes iniciais podem ser feitos em um protótipo ou em projetos prévios para entender aos carregamentos existentes ou para medir esforços aplicados no modelo de elementos finitos, como exemplo temos a figura 12. Testes podem ser realizados mais tarde para verificar o modelo, especialmente se este for usado para análises dinâmicas. Testes são realizados também durante a produção para garantir a qualidade.

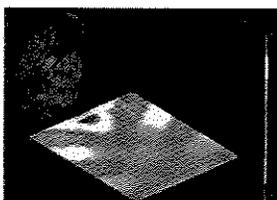


Figura 12 - Testes

### 3.6 Desenho - Documentação

Os desenhos são os responsáveis pela maior parte do trabalho na documentação de um projeto. É razoável exigir que estes sejam produzidos da forma mais automática possível, principalmente pelo fato de que o modelo construído contém todas as informações necessárias para a elaboração dos desenhos técnicos. Com isto esta fase se reduz a apenas na definição de como se deseja que os desenhos sejam produzidos. A definição da diagramação - "lay-out", é na

verdade um conjunto de comandos que produzem os desenhos desejados a partir do modelo. Recursos de detalhamento, dimensionamento (introdução de cotas / dimensões e tolerâncias), e geração de cortes podem também ser automáticos. A comunicação bidirecional Desenho-Modelo, denominada Associatividade Concorrente, permite que modificações no desenho sejam transmitidas para o modelo de forma automática e instantânea. O mesmo vale para o caminho contrário: Modelo-Desenho, onde modificações no modelo geram atualização nos desenhos, exemplificado na figura 13.

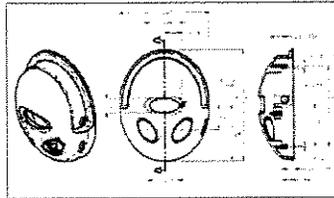


Figura 13 - Documentação

### 3.7 Manufatura - CAM

Com a evolução da complexidade das formas usinadas, tornou-se imprescindível a automação, planejamento e otimização deste processo. Em um sistema integrado, o modelo desenvolvido é submetido a análise de determinação da forma mais adequada de usinagem; desde a escolha do equipamento, ferramental e estratégia do processo. Os recursos incluem a definição do caminho da ferramenta, biblioteca de ferramentas, suporte a operações de fresamento, torneamento e perfuração.



Figura 14 – Manufatura

Os sistemas referem-se ao número de eixos com o qual é capaz de trabalhar, formas complexas normalmente exigem 5 eixos, mas a grande maioria das aplicações se resolvem com 3 e 4 eixos. A simulação visual do caminho da ferramenta e remoção de material é uma característica importante, pois permite ao engenheiro uma análise visual do processo, eliminando dúvidas e possibilitando a melhor escolha dentre as possíveis. A etapa final é a da geração de arquivos para usinagem - padrão ISO CL, com recursos de edição e pós-processamento.

### 3.8 Integração

Como já foi enfatizado anteriormente, a integração entre os diversos módulos do sistema é muito importante. De forma transparente ao usuário, as diversas aplicações compartilham dados executando suas atividades sobre um modelo comum, e de forma automática atualizam informações de maneira global. Desta forma tem-se o modelo sendo representado por uma estrutura de dados comum que é manipulada por todos os processos de projeto. Por modelos compreende-se a necessidade de representações diversas para cada fase do projeto:

- Modelo Geométrico - define a geometria do objeto;
- Modelo Estrutural - define a malha de elementos finitos que representa a discretização do objeto sólido para análise matemática;
- Modelo de Montagem - define a estrutura do projeto em função de suas partes e dos relacionamentos dinâmicos entre elas.

Como as especializações de projeto geram uma gama extremamente grande de aplicações, surgem inúmeros aplicativos independentes que implementam estas especializações. Isto acrescenta a variável de intercambialidade de dados entre os sistemas integrados e os especialistas independentes.

## Capítulo 4

### Apresentação da Ferramenta

#### 4.1 O software I-DEAS

O I-DEAS (*Integrated Design Engineering Analysis Software*), da SDRC (*Structural Dynamics Research Corporation*) é um sistema integrado para projeto, análise, teste e fabricação de produtos mecânicos. O programa é dividido em vários módulos (cada um com funções específicas) que interagem entre si de acordo com a necessidade do usuário.[S.D.R.C., 1999]

O I-DEAS oferece vários recursos técnicos para o desenvolvimento de produtos, que podem ser utilizados para o projeto de mecanismos. O programa oferece também uma completa definição tridimensional do produto, o que facilita o estudo da performance e das etapas de produção do mesmo. A análise de engenharia pode ser diretamente verificada através do I-DEAS, e as etapas de produção podem ser estabelecidas antes da construção de protótipos, diminuindo-se com isso o tempo e os custos do projeto. O I-DEAS atua nas seguintes áreas de projeto, entre outras:[Pinto Jr, 1999]

- Fadiga/durabilidade;
- Interação de controle da estrutura;
- Aquisição de dados de operação;
- Teste modal;
- Análise de estrutura;
- Modelagem de sistemas dinâmicos;
- Otimização estrutural;

- Análise de mecanismos;
- Determinação de carga;
- Projeto com materiais alternativos.

O fluxograma a seguir, figura 15, descreve as etapas de um projeto. De acordo com o descrito acima, o I-DEAS auxilia o usuário em todas as fases, com exceção, logicamente, das especificações do produto [S.D.R.C.,1999].

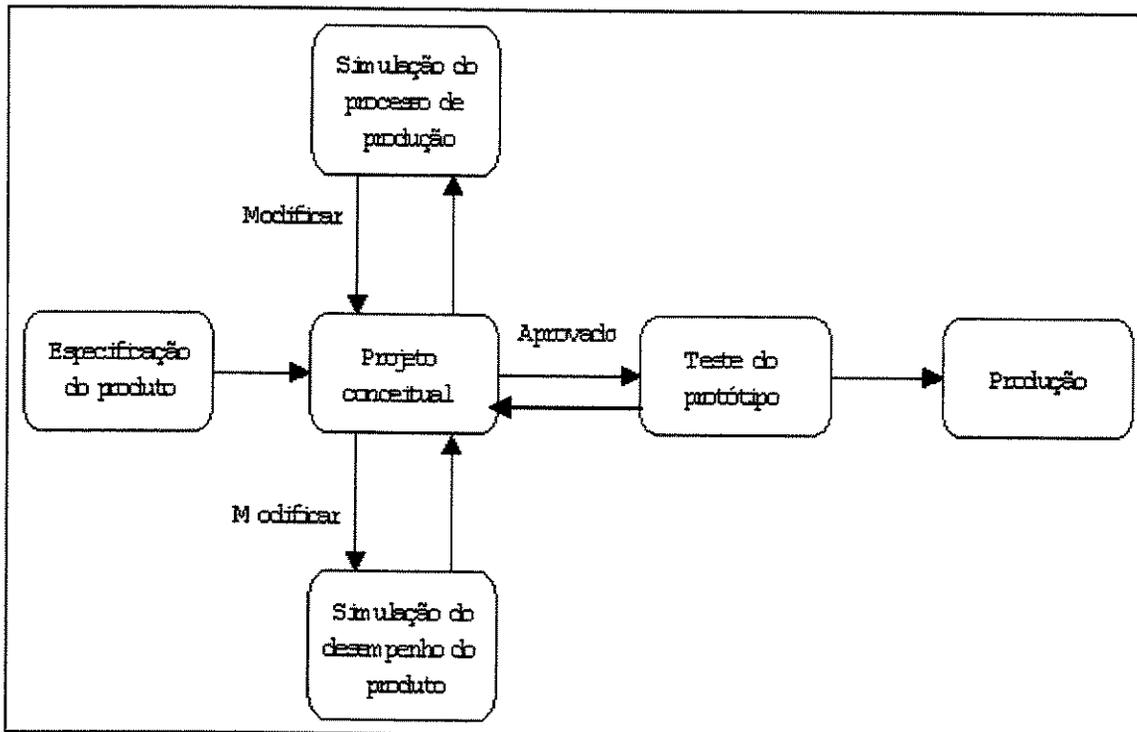


Figura 15 - Etapas de um projeto

O *I-DEAS Test* está combinado, no mesmo projeto, com os outros módulos do I-DEAS, garantindo a facilidade de comunicação entre o teste e outras disciplinas.

A ênfase do *I-DEAS Test* pode ser dividida em três partes. A primeira está na apresentação de gráficos de funções mensuráveis, resultados de processos, em gráficos 2D ou 3D. A Segunda na apresentação de informações ligadas à geometria da estrutura sendo testada, bem como os modos de vibração. A terceira na correlação de resultados experimentais realizados no protótipo com o modelo gerado, possibilitando mudanças nesse para melhor representar a realidade .

O *I-DEAS Test* apresenta algumas ferramentas específicas para a análise de dados. Inclui teste modal para extrair frequências naturais e modos de vibração a partir de medidas de FRF, análise de rotação em equipamentos e análise de fadiga para estimar a curva de vida a partir de medidas de sensores tipo *Strain Gauge*.

Apesar do programa oferecer vários módulos e poder atuar em várias áreas, será estudado nesse trabalho a capacidade do I-DEAS *Test* para o teste de projetos de mecanismos.

## 4.2 O módulo *Test*

Descreve-se aqui as características do módulo de testes do I-DEAS, bem como as dos módulos pertinentes, conforme a figura 16.

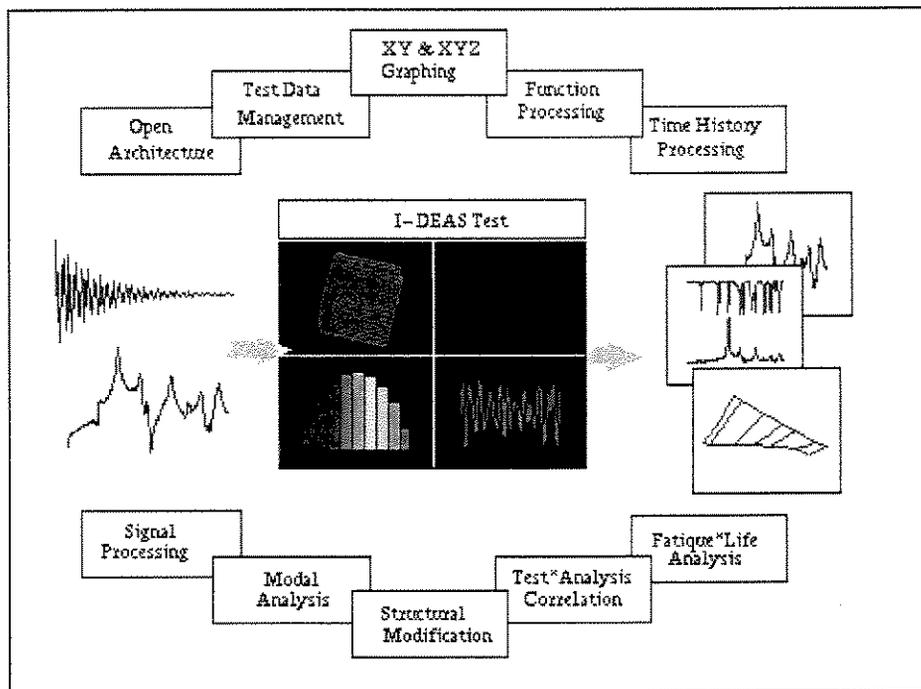


Figura 16 – Módulo I-DEAS Test

### 4.2.1 Processamento e gráficos de Funções

Assim como o módulo *Desing* cria e mostra partes e o módulo *Simulation* cria e mostra modelos de elementos finitos contendo nós e elementos, a entidade básica que o módulo de Teste manipula são as funções. Uma função é uma lista de par de dados relativos (X,Y), como deslocamentos da estrutura medidos em função do tempo .

O módulo de Teste pode criar funções ou lê-las a partir de equipamentos de aquisição de dados. O módulo proporciona análises matemáticas e estatísticas dessas funções e pode imprimi-las de diferentes formas. Além de disponibilizar ferramentas gerais para possibilitar o processamento de dados das funções, o módulo também possui capacidade de análises específicas em áreas de teste modal da estrutura dinâmica, análise de rotação em máquinas, estimativa de curva de fadiga de dados de tensão, e análise espectral avançada.

As Funções são o início para todas as operações realizadas no I-DEAS Test. Operações de funções e gráficas são usadas facilmente com o I-DEAS *Test* e estão disponíveis para todas as tarefas.

Funções são gerenciadas diferentemente de outras entidades no I-DEAS™ software. O teste pode incluir muitos dados e não seria viável guardá-los no mesmo arquivo do modelo, onde todas as outras entidades são guardadas. Um novo tipo de arquivo chamado “*Attached Data File*” (ADF) é usado para guardar essas funções. O nome desse arquivo será guardado no arquivo de modelo, e quando esse for aberto o arquivo ADF será automaticamente lido.

#### **4.2.2 Processamento do Histórico (*Time History*)**

*Time History* representa a forma de movimento da estrutura durante uma excitação externa. O Histórico é guardado em um tipo diferente de ADF para permitir realizar operações em funções de grandes comprimento. Cada vetor em ADF representa um diferente histórico. O arquivo do histórico de uma função é usado para armazenar dados de força ou deslocamentos no tempo para serem usados no cálculo da FRF .

Esse módulo permite criar, editar, gerenciar e qualificar o histórico de dados. Uma operação que pode ser executada em um arquivo de histórico, por exemplo, é a filtragem digital para remover baixas ou altas frequências .

#### **4.2.3 Preparação do modelo, visualização e pós processamento**

Esse módulo contém três seções: Preparação do modelo, o visualizador e o pós processamento. O módulo de preparação do modelo disponibiliza ferramentas para modelar uma estrutura de teste. Pode-se usar o módulo para criar e gerenciar sistemas de coordenadas, nós, elementos e desenhar linhas.

O I-DEAS *Visualizer* é uma ferramenta que permite rever resultados. Algumas das vantagens de usar o visualizador são que: permite a apresentação, na tela do computador, do projeto com maior rapidez, múltiplas visões dos resultados simultaneamente, e fácil impressão. O visualizador está disponível através dos módulos de pós processamento, Modal e Correlação.

O módulo de pós processamento apresenta as deformações na geometria, no domínio e no contorno, baseados na análise de elementos finitos ou resultados da análise modal. Pode-se ainda animar o modelo da estrutura testada visualizando seus modos de vibrar.

#### 4.2.4 Processamento de Sinais

Possibilita a aquisição de dados, processamento de dados aleatórios ou senoidais e análises de rastreamento de ordem (*Order Tracking*) e harmônico (*Harmonic Tracking*).

#### 4.2.5 Análise modal

Análise modal é a forma de caracterizar a dinâmica da estrutura como uma combinação dos modos de vibrar, onde cada qual pode ser descrito em termos dos parâmetros de frequência natural, amortecimento e modos de vibração. Existe duas maneiras de determinar esses parâmetros. Analiticamente, usando-se o módulo de simulação ou através de um teste modal na estrutura. O método analítico é sujeito a erros de modelagem e a maior limitação do teste é que a estrutura deve existir para que seja possível a realização do mesmo. A melhor aproximação é usar ambos, usando o teste para verificar a precisão do modelo, com o uso do *I-DEAS Test*, possibilitando a comparação dos resultados analítico e de teste .

A principal medida usada para o teste modal é a FRF, também chamada de função transferência. A FRF representa a relação da resposta de um ponto da estrutura (usualmente aceleração) dividida pela entrada em outro ponto (usualmente força) criando-se um gráfico da função de frequência do tipo complexa contendo a magnitude e a fase. As magnitudes da função serão máximas nas frequências naturais da estrutura. A largura de cada pico de magnitude esta relacionada com o amortecimento. O I-DEAS usa medidas de FRF's em um processo chamado "*curve fitting*" para extrair os parâmetros modais de frequências naturais, amortecimento e modos de vibração para cada modo encontrado.

O módulo Modal no I-DEAS Master Series™ oferece uma completa gama de métodos de análise, do mais simples aos mais avançados. O módulo é geralmente usado com o Processamento de sinais para determinar a frequência de resposta. O módulo de preparação do modelo é usado para criar a geometria. O resultado das modos de vibração são apresentados usando-se o módulo de pós processamento e os resultados modais servem com entrada para os módulos de Correlação ou Modificação da estrutura.

#### 4.2.6 Correlação

O módulo de Correlação permite comparar modelos numéricos e experimentais. Os resultados de testes modais e MEF são comparados para determinar a correlação dos parâmetros modais e modos de vibrar.

#### **4.2.7 Modificação da estrutura**

Muitas técnicas existem para possibilitar mudanças no modelo numérico da estrutura estudada. Algumas técnicas usam diretamente funções resposta em frequência, enquanto outras, modelos modal. A idéia da modificação do modelo numérico da estrutura no I-DEAS *Test* é para permitir modificações baseadas nos testes, tornando o modelo mais próximo da realidade.

#### **4.2.8 Análise de Fadiga e Mapeamentos**

O I-DEAS *Test* oferece uma grande capacidade para mapeamento e análises estáticas. O Mapeamento possibilita o acompanhamento da flexibilidade na formulação e implementação da análise estatística. A Análise de Fadiga estima a curva de fadiga de históricos de tensões ou esforços. O I-DEAS *Test* oferece uma biblioteca com propriedades de fadiga de alguns materiais comuns na engenharia. Este módulo não será utilizado na presente análise realizada nesse trabalho.

## Capítulo 5

### Implementação do Processo de teste e análise

#### 5.1 Criação do modelo numérico

A aplicação da ferramenta, associada a formulação teórica, se dará no estudo de um cárter, de motor Diesel, fornecido pela MWM do Brasil. O modelo foi criado através dos aplicativos I-DEAS *Desing e Simulation*, utilizando-se 19.337 elementos. Para modelar a geometria do cárter escolheu-se dois tipos de elementos disponíveis na biblioteca do I-DEAS. O elemento SHELL foi usado para representar a superfície do cárter, ou seja o corpo. Esse elemento tem propriedades de membrana, apresentando seis graus de liberdade por nó. Por outro lado, para representar as nervuras de reforço presentes no corpo do cárter e nas aberturas, foi selecionado o elemento SOLID, que é um elemento de elasticidade 3D com capacidade de tração, compressão, torção e flexão; A figura 17 ilustra o cárter com a malha pronto para a análise de elementos finitos.

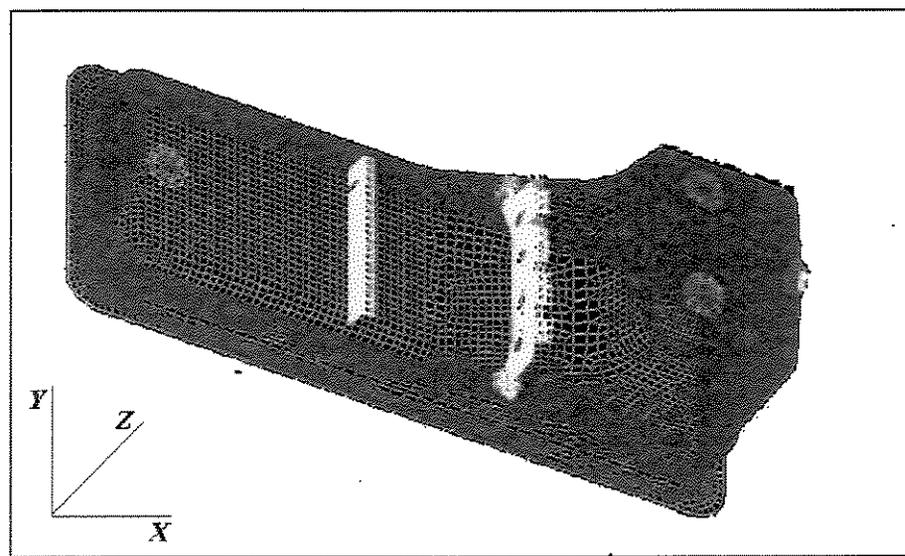


Figura 17 – Método dos Elementos Finitos do cárter

No I-DEAS *Simulation* temos a solução (*solve*), de modo a calcular primeiramente as frequências naturais e modos de vibrar, através do *Model solution task*. Existem três métodos (algoritmos) disponíveis no *Model solution* para a solução: SVI (*Simultaneous Vector Iteration*), *Guyan Reduction* e o método de Lanczos. Para a solução utilizou-se o método de Lanczos que possui várias vantagens sobre os demais. Requer menos dados de entrada para o *set up*, facilitando o usuário, e em geral é mais rápido, principalmente para grandes problemas, diminuindo o tempo computacional. A solução foi extraída considerando a condição de contorno livre-livre para o modelo aproximando da condição de contorno da análise experimental onde o protótipo foi fixado por molas em uma mesa inercial. Os valores encontrados para as ressonâncias são :

$$\begin{array}{ll} \omega_1=312 \text{ Hz}; & \omega_2=420 \text{ Hz}; \\ \omega_3=459 \text{ Hz}; & \omega_4=522 \text{ Hz}; \\ \omega_5=539 \text{ Hz}; & \omega_6=600 \text{ Hz}; \\ \omega_7=709 \text{ Hz}; & \omega_8=735 \text{ Hz}; \\ \omega_9=797 \text{ Hz}; & \omega_{10}=817 \text{ Hz}; \end{array}$$

Após a análise para a determinação das ressonâncias e dos modos teóricos do modelo, um vetor excitação teórico foi aplicado em três diferentes pontos nas direções X,Y e Z definindo-se os respectivos deslocamentos teóricos. Utilizou-se como vetor excitação teórico em X dados de excitação já medidos experimentalmente. Os dados determinados geram a FRF teórica do modelo possibilitando a obtenção dos parâmetros modais teóricos apresentados no capítulo 6 [S.D.R.C.,1999].

## 5.2 Aquisição dos dados experimentais

Com o uso de um sistema de aquisição da *National Instruments* e software desenvolvido utilizando-se o *LabView*, foram coletados os sinais de excitação e resposta e gravados em formato ASCII com extensão \*.txt.

Em testes experimentais, modos de vibrar não ocorrem isolados. O atual modo de vibração de uma estrutura é resultante de um número de modos excitados simultaneamente na estrutura. O verdadeiro modo de vibração de uma estrutura é a soma de modos isolados deduzidos de dados de testes experimentais.[Ewins,1984]

A figura 18 apresenta os sinais de força e aceleração adquiridos experimentalmente em três pontos diferentes do cárter nos eixos X, Y e Z. Os dados adquiridos são convertidos em arquivos

do tipo universal *Dataset 58b* com extensão \*.unv, seguindo a estrutura compatível com os dados colhidos de força e aceleração. Com o uso do *Time History* os sinais adquiridos são importados, colocando-os a disposição do *I-DEAS Test*.

Com os sinais a disposição do software inicia-se a aplicação da ferramenta. A seguir, através do *Signal Processing*, temos o processamento do sinal para o cálculo da FRF obtendo-se os gráficos na figura 19, onde cada cor representa uma FRF referente ao sinal nas direções X, Y e Z. Podemos observar que certas frequências são mais ou menos excitadas de acordo com a direção. Com a ferramenta *I-DEAS Test-Modal* podemos extrair os parâmetros de interesse aplicando uma das técnicas modais disponíveis.

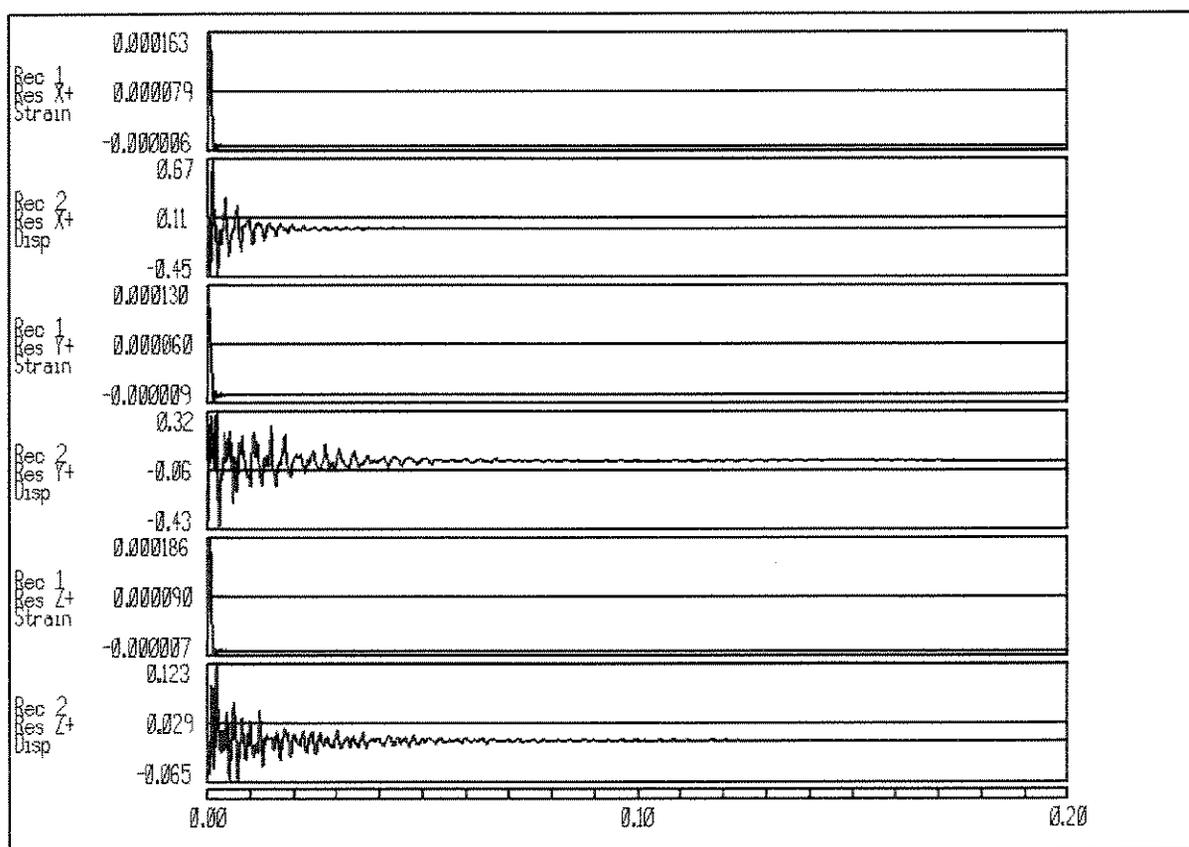


Figura 18 – Gráficos dos sinais adquiridos

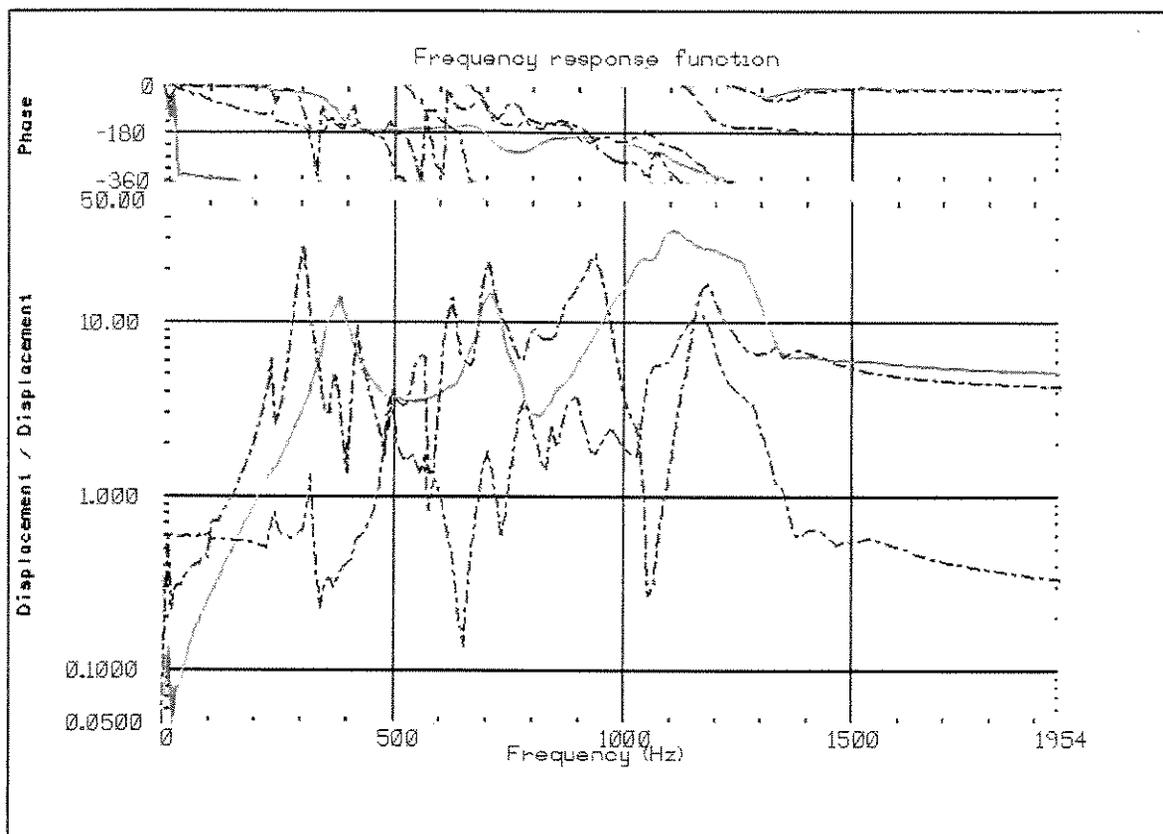


Figura 19 – FRF dos sinais adquiridos

O I-DEAS *Test* dispõe de ferramentas para analisar cada um ou vários modos ao mesmo tempo. Cada valor modal para frequência de ressonância, amortecimento e resíduos são estimados, podendo ser usados com os dados da resposta original da estrutura para determinar os modos de vibração e apresentá-los graficamente.

### 5.3 Importação dos dados adquiridos - Arquivo universal *Datasets*

Arquivos universais são arquivos a partir de dados no padrão ASCII, que são usados para armazenar informações selecionada de um arquivo de modelo, conectar com seu próprio programa ou transferir informações entre tipos diferentes de computadores. O arquivo universal *Dataset 58b* contém dados em ASCII e formatos binários. O cabeçalho (primeiros 11 registros) para *dataset 58b* é idêntico ao arquivo universal *dataset 58*. Contém informação de atributo de função em formato de ASCII. O resto do arquivo contém os mesmos dados como o arquivo universal *dataset 58*, mas apresenta os dados em formato binário.

As principais razões para se usar os arquivos universais são:

- Para modelos pequenos, o arquivo universal possui tamanho menor que um arquivo modelo;
- Maior controle dos dados escritos no arquivo;

- No caso de perda do arquivo do modelo, o arquivo universal pode servir como um auxílio na recuperação do arquivo do modelo.

Os arquivos universais são projetados de forma a possibilitar facilmente a leitura sendo escritos utilizando-se programas básicos como o editor de texto do sistema. Cada arquivo universal é formatado por seqüências de registros de no máximo 80 caracteres.

### 5.3.1 Conteúdo do *Datasets*

Blocos de informação chamados *datasets* compõem a estrutura básica de um arquivo universal. Cada bloco começa com uma linha que contém (-1) indicando seu início. A segunda linha possui um número caracterizando o *dataset*. Por exemplo, a especificação de *grid* de conexão para volumes de malha é escrita com *dataset* número 785.

Seguindo os dados do registro, o corpo do *dataset* contém dados que dependem do tipo de *dataset*: dados de força, aceleração, etc... Os dados devem estar arranjados de acordo com o protocolo disponível nas bibliotecas do I-DEAS.

O registro final do *dataset* contém (-1) indicando seu término.

### 5.3.2 Processando o arquivo Universal

O processamento do arquivo universal começa na primeira linha pelo delimitador. Logo após, a linha do número do *dataset* é processada para conferir se o programa de leitura permite processá-lo. Se o *dataset* for processado, o programa lê os dados pelas especificações. Porém se o *dataset* não for processado pelo programa, a leitura continuará até que o próximo delimitador, indicando o fim do *dataset*, seja encontrado.

Este processo continua *dataset* por *dataset* até que a condição de fim de arquivo seja alcançado. Note que um fim de condição de arquivo encontrada no meio do *dataset* indica que o *dataset* não está completo.

Maiores detalhes do arquivo universal *dataset* 58 são encontrados no anexo.

## 5.4 Identificação de parâmetros modais

Análise modal experimental envolve a extração de frequência de ressonância ( $\omega_r$ ), amortecimento modal ( $\sigma_r$ ), coeficientes de forma de modo ( $\gamma_r$ ), e resíduo ( $A_r$ ) de dados de a resposta em frequência ( $H_{ik}$ ) [Brown,1979; Mathias,1998].

O resíduo, proporcional à amplitude da ressonância em cada função de transferência, define a forma modal. Se o ângulo de fase do resíduo for zero, ou  $180^\circ$ , o modo é dito ser real ou normal, que é caracterizado pelo fato de que todos os pontos alcançam máximas ou mínimas deflexões no mesmo instante de tempo (isto é, todos os pontos estão em fase ou contra-fase). Se o modo é complexo, então existem outros ângulos de fases diferentes  $0$  e  $180^\circ$ . Isto significa que as linhas nodais são fixas ou estacionárias para modos normais e “viajam” ou são não estacionárias para modos complexos. O resíduo pode ser determinado para relacionar a massa modal e a rigidez de um modo real do modelo .

A figura 20 a seguir apresenta o gráfico do resíduo para o sinal na direção X.

Típico à extração de informações analíticas ou modelos de dados de teste, a extração modal envolve várias curvas que ajustam operações. Um tipo particular de modelo é ajustado aos dados e a melhor estimativa de parâmetros associados é feita.

Deve ser notado que a técnica da Exponencial Complexa, utilizada nesse trabalho, é considerada um caso especial da técnica de Poli-referência onde só um local de referência é incluído na análise.

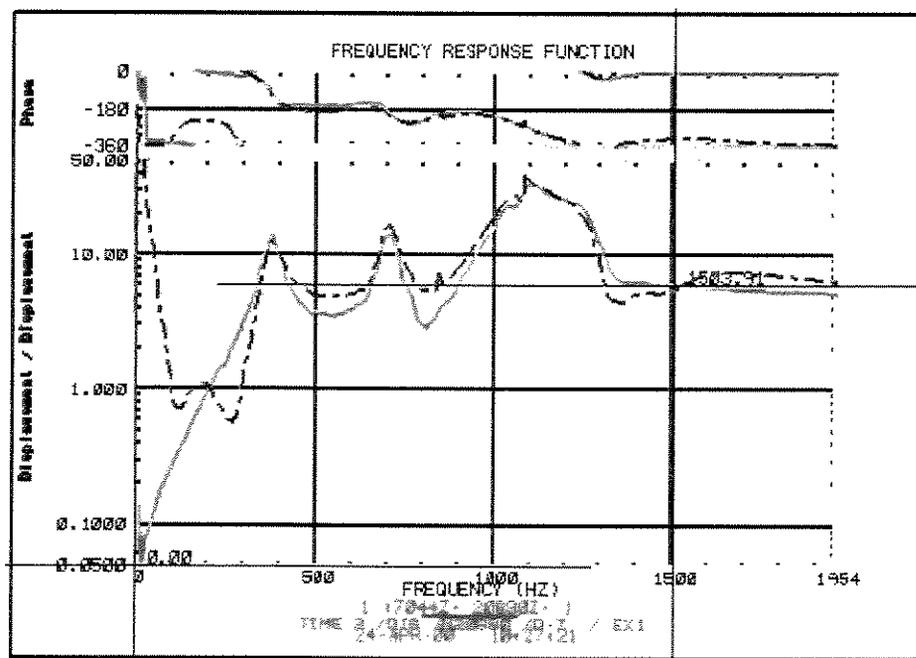


Figura 20 – Resíduo da FRF na direção X

O cálculo da Exponencial Complexa está baseado em um número especificado de pólos. Este valor deve ser pelo menos duas vezes o número de modos que aparecem na gama de frequência selecionada. O uso de um número obviamente excessivo de graus de liberdade (maior

que 8 vezes o número de modos aparentes) não é recomendável pois o tempo de computação fica extremamente longo. Um valor considerado bom é o de duas vezes o número de modos óbvios, mais 1 para os modos abaixo da faixa de frequência, e outro para os modos acima. Este número pode ser aumentado se necessário, baseado na qualidade do ajuste de curva. O software utiliza a função de resposta em frequência selecionada e a coordenada de referência ativa.

MODAL PARAMETERS							
ID1: Complex Exponential, REF: 7044Z+, 0.0 - 1503.9 Hz							
PARAM LABEL	SHAPE REC	FREQUENCY (HERTZ)	DAMPING (%)	AMPLITUDE	PHASE (RAD)	MCF	REF, RES
1	12	218.459	10.919	2.0469E+01	0.207	0.000	7044Z+, 20680Z+
2	13	375.622	5.837	1.8323E+03	-1.721	0.000	7044Z+, 20680Z+
3	14	494.709	100.000	6.6528E+03	-3.142	0.000	7044Z+, 20680Z+
4	15	500.848	7.494	4.8261E+01	-0.828	0.000	7044Z+, 20680Z+
5	16	685.442	6.245	2.9812E+03	0.264	0.000	7044Z+, 20680Z+
6	17	701.157	4.382	4.4581E+03	2.943	0.000	7044Z+, 20680Z+
7	18	851.787	0.277	4.5983E+01	2.504	0.000	7044Z+, 20680Z+
8	19	1069.564	7.679	1.6682E+04	2.075	0.000	7044Z+, 20680Z+
9	20	1086.139	0.385	5.4074E+02	3.122	0.000	7044Z+, 20680Z+
10	21	1275.867	4.613	5.9440E+03	-1.487	0.000	7044Z+, 20680Z+
11	22	1507.161	6.568	1.8261E+03	-3.142	0.000	7044Z+, 20680Z+
12	23	1747.819	50.954	3.0429E+04	0.000	0.000	7044Z+, 20680Z+

Figura 21 – Tabela de parâmetros modais

Uma vez gerada a tabela de parâmetro completa, figura 21, contendo frequência, amortecimentos, e resíduo, a mesma pode ser reavaliada, gerando funções analíticas para comparar com aos dados experimentais originais. Se a comparação indicar grandes discrepâncias, pode-se repetir o ajuste de *curve fitting* até resultados satisfatórios serem obtido.

## Capítulo 6

### Resultados Obtidos

O presente capítulo objetiva apresentar os resultados obtidos, com a utilização do I-DEAS *Test* descrito no capítulo 5, da integração dos dados experimentais, realizados no cárter, com os dados teóricos do modelo numérico.

Esses resultados servirão como base para uma futura análise modal não contemplada nesse trabalho.

A seguir são apresentados os gráficos das FRF experimentais, baseados nos dados adquiridos do cárter, e teórico, extraído do modelo em elementos finitos e seus respectivos resíduos.

#### 6.1 Resultados experimentais

Os resultados da análise experimental foram obtidos através do módulo I-DEAS *Test*, utilizando o algoritmo de Exponenciais Complexas, que é uma técnica mDOF no regime do tempo.

A seguir são apresentados os gráficos e tabelas, resultados dos cálculos dos parâmetros modais e ajustes adquiridos experimentalmente com a aquisição de sinais de força e aceleração provenientes do cárter.

### 6.1.1 Resultados experimentais na direção X

Modo	Frequência (Hz)	Razão de Amortecimento (%)	Resíduo	
			Amplitude	Fase (Rad.)
1	301,796	3,230	1,8365E+03	-1,800
2	369,240	2,009	1,7914E+02	-1,718
3	416,215	1,470	3,4742E+02	-1,588
4	491,008	1,374	1,3023E+02	-1,487
5	547,519	2,731	5,8780E+02	1,810
6	562,926	1,533	5,6949E+02	-1,391
7	622,189	1,786	9,9061E+02	-0,580
8	652,892	0,719	3,5411E+01	-0,125
9	700,020	1,545	1,3301E+03	-1,349
10	761,655	1,660	1,2241E+02	2,344
11	794,048	1,884	3,4509E+02	-1,497
12	825,991	89,181	3,4104E+03	-3,132
13	859,517	1,820	4,2856E+02	3,140

Tabela 1 – Parâmetros modais da FRF na direção X

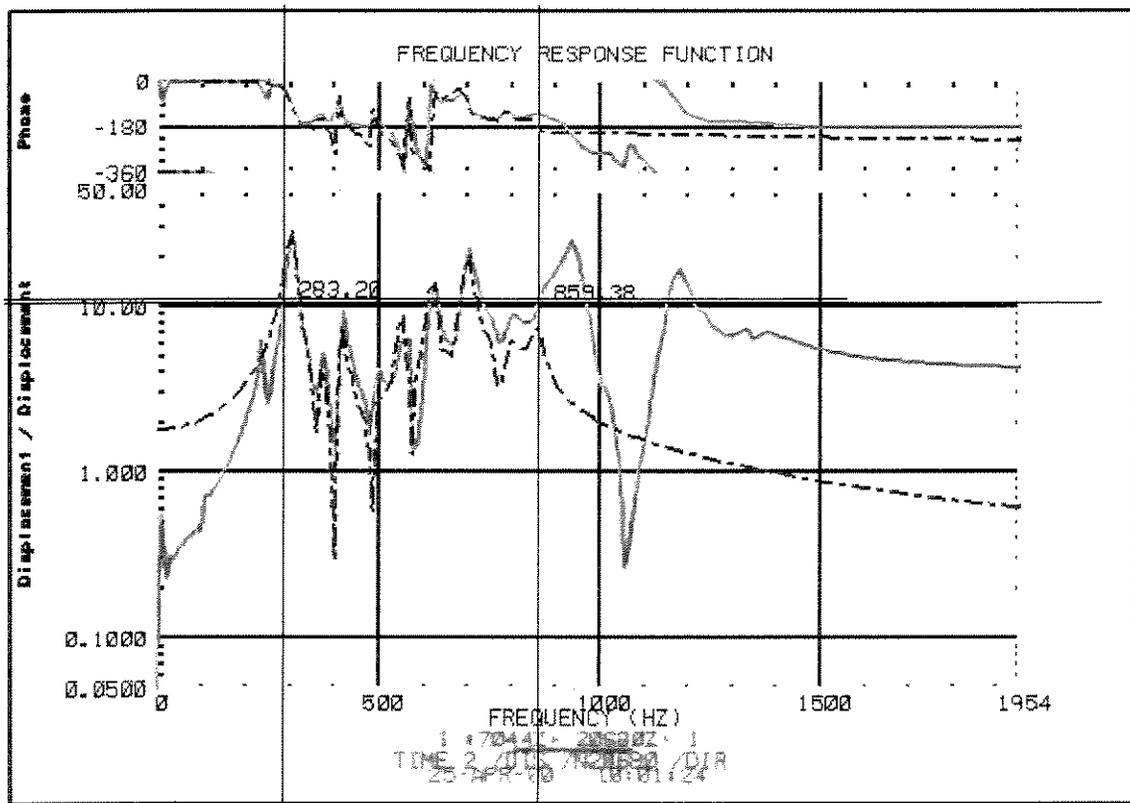


figura 22 – Ajuste típico para os dados na direção X

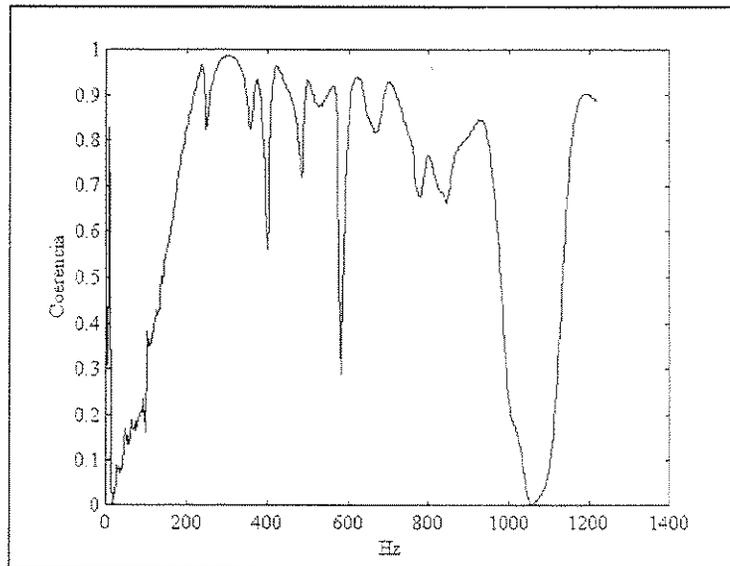


Figura 23 – Coerência dos dados na direção X

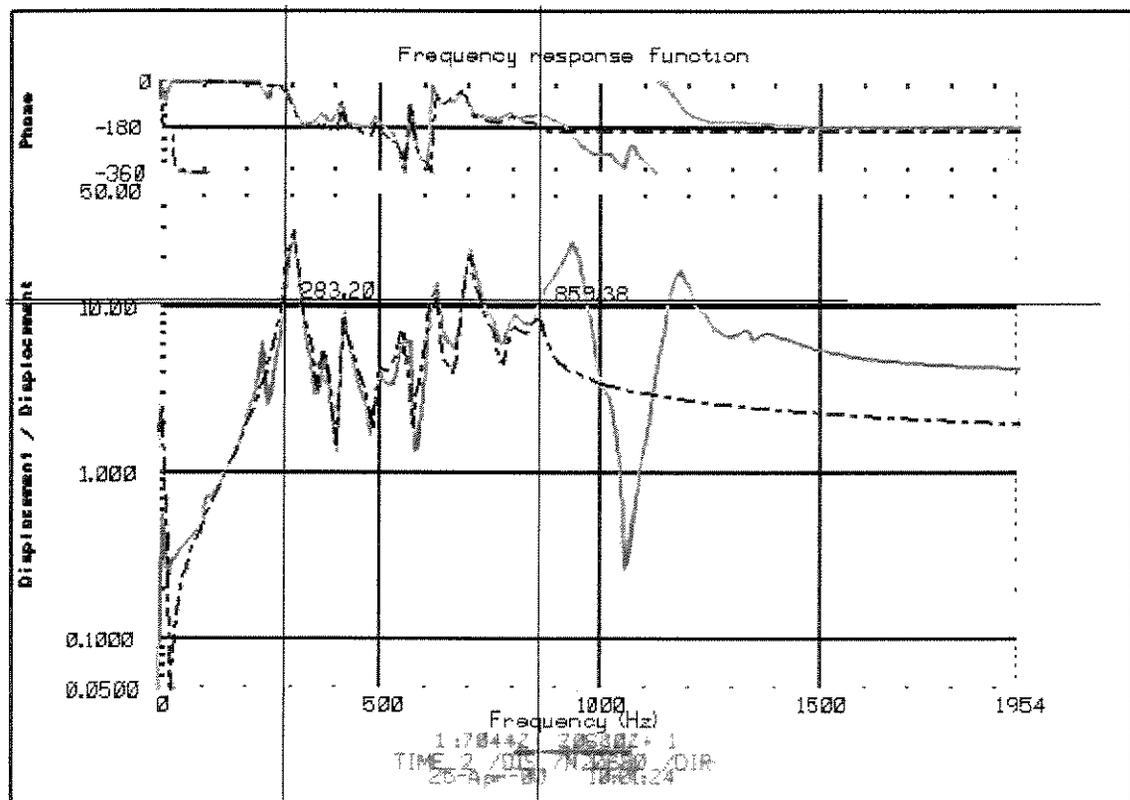


Figura 24 – Ajuste para os dados em X aplicando-se inércia e complacência

### 6.1.2 Resultados experimentais na direção Y

Modo	Frequência (Hz)	Razão de Amortecimento (%)	Resíduo	
			Amplitude	Fase (Rad.)
1	283,203	0,040	9,0432E+00	-3,141
2	376,175	5,632	1,7596E+03	-1,761
3	509,479	1,852	1,5742E+01	-1,970
4	633,032	4,797	1,4034E+02	1,285
5	706,572	3,112	1,8191E+03	2,745
6	812,665	0,843	5,1877E+01	-1,650

Tabela 2 – Parâmetros modais da FRF na direção Y

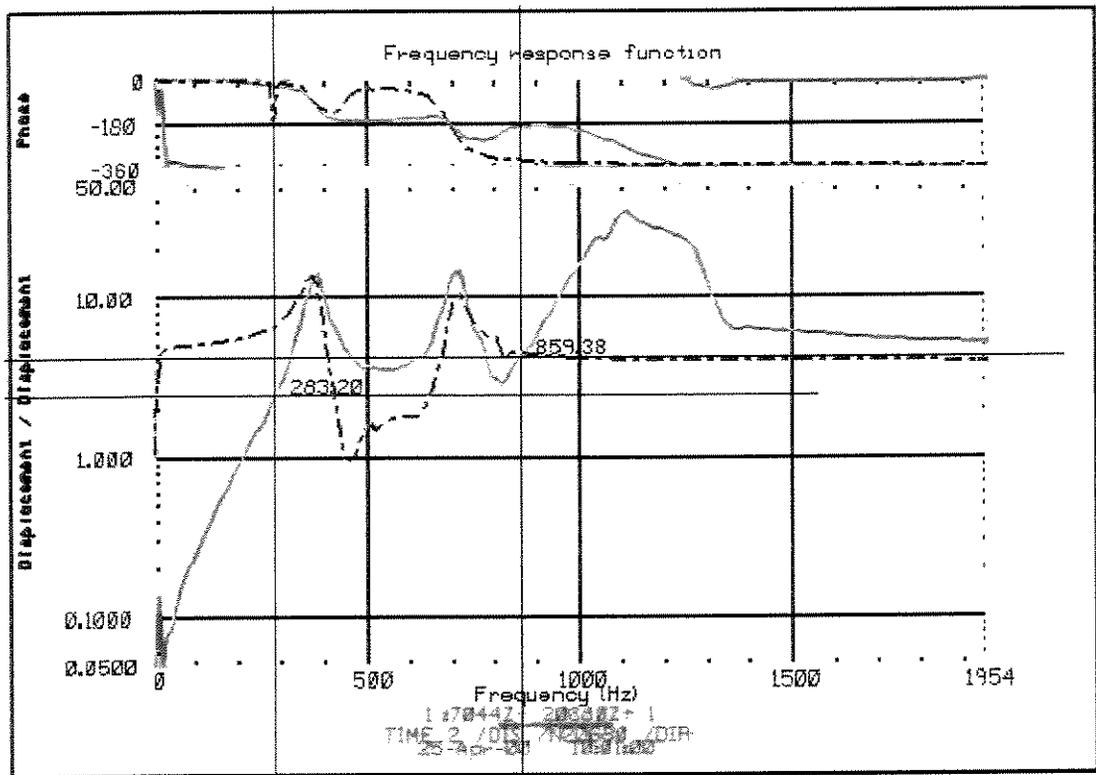


figura 25 – Ajuste típico para os dados na direção Y

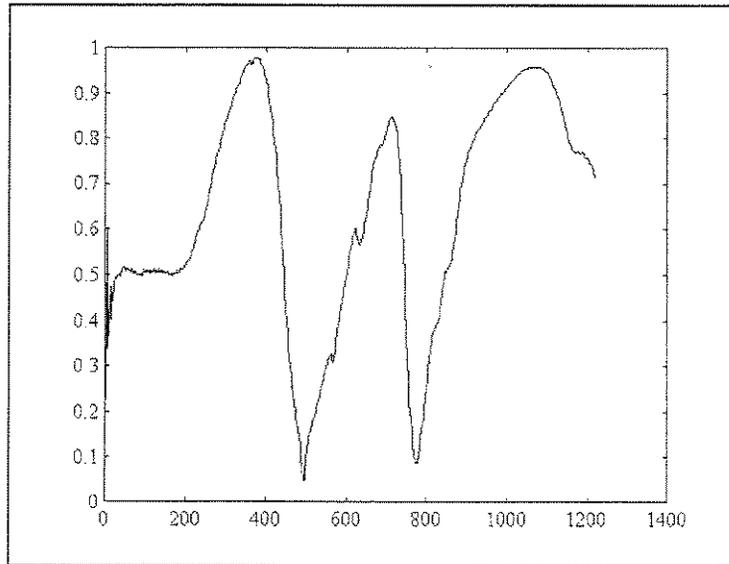


Figura 26 – Coerência dos dados na direção Y

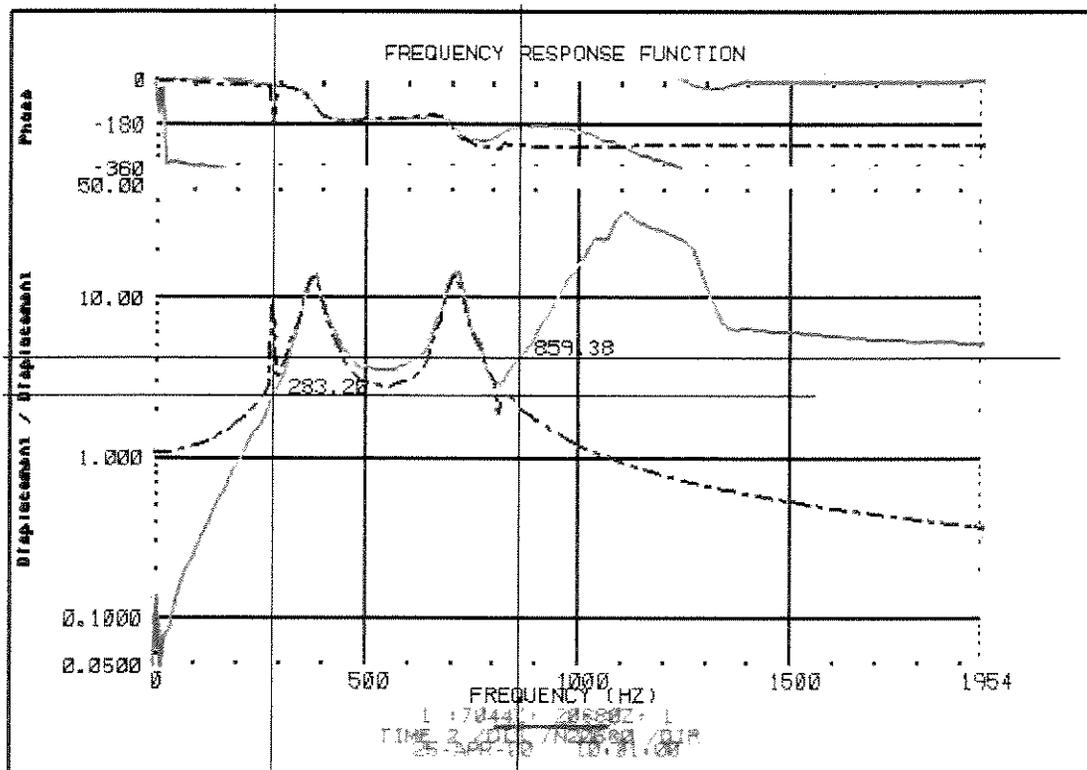


Figura 27 – Ajuste para os dados em Y aplicando-se inércia e complacência

### 6.1.3 Resultados experimentais na direção Z

Modo	Frequência (Hz)	Razão de Amortecimento (%)	Resíduo	
			Amplitude	Fase (Rad.)
1	283,205	0,402	2,2497E+01	-0,062
2	324,888	1,390	4,6376E+01	1,688
3	359,563	13,198	9,8575E+01	-2,196
4	373,040	2,732	7,2719E+00	0,689
5	417,965	1,760	6,2139E+00	-2,027
6	447,459	1,853	3,0504E+00	2,893
7	491,414	1,493	1,9116E+02	1,577
8	544,980	3,201	1,4171E+02	-0,870
9	561,765	0,021	1,0144E+01	-0,554
10	585,716	0,629	1,8803E+01	-0,559
11	606,978	7,006	2,2376E+02	-3,104
12	645,453	0,866	5,2530E+00	-2,832
13	667,177	1,375	8,5218E+00	-0,100
14	702,026	1,791	1,3092E+02	-1,367
15	728,224	0,882	1,1790E+01	2,354
16	778,516	2,033	3,2833E+02	-1,713
17	835,388	0,806	5,7816E+01	-1,303

Tabela 3 – Parâmetros modais da FRF na direção Z

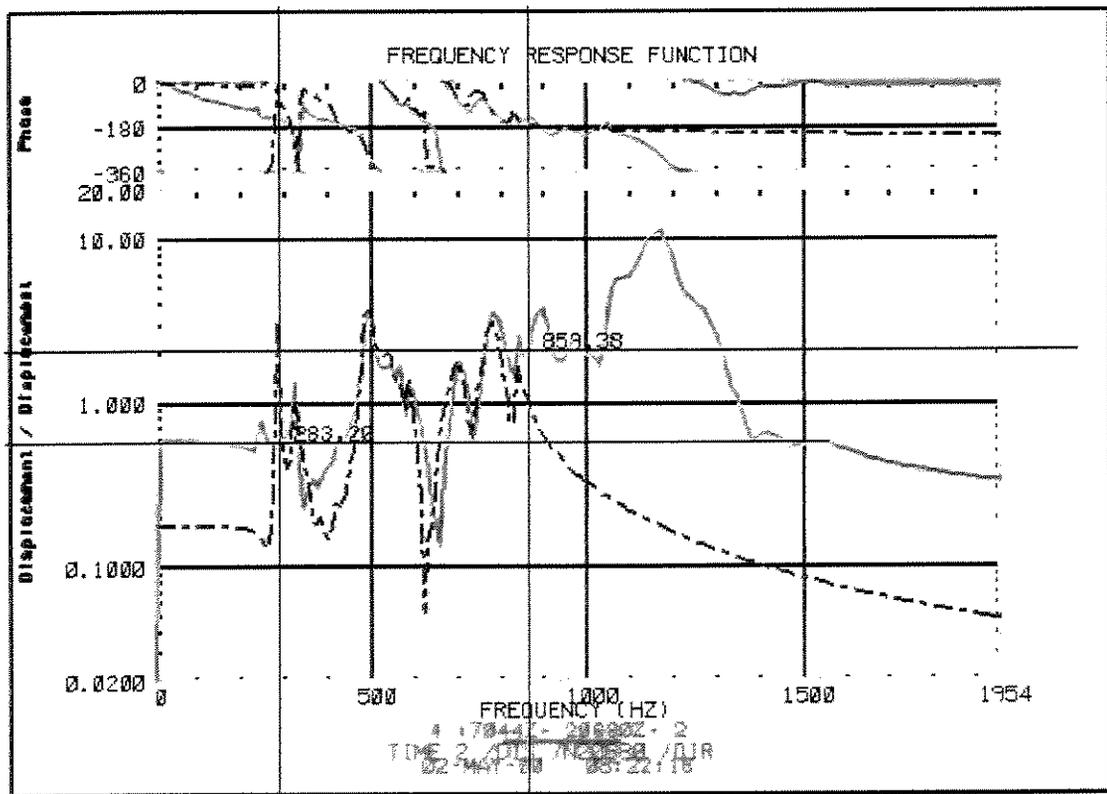


Figura 28 – Ajuste Típico para os dados na direção Z

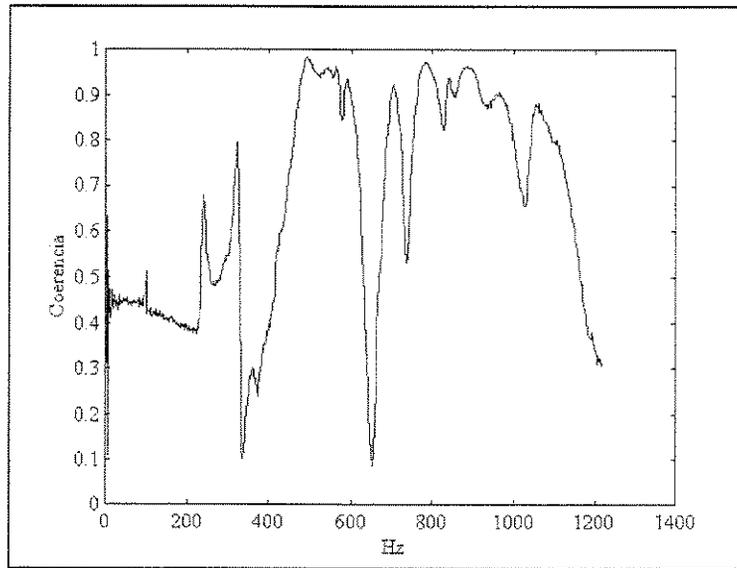


Figura 29 – Coerência dos dados na direção Z

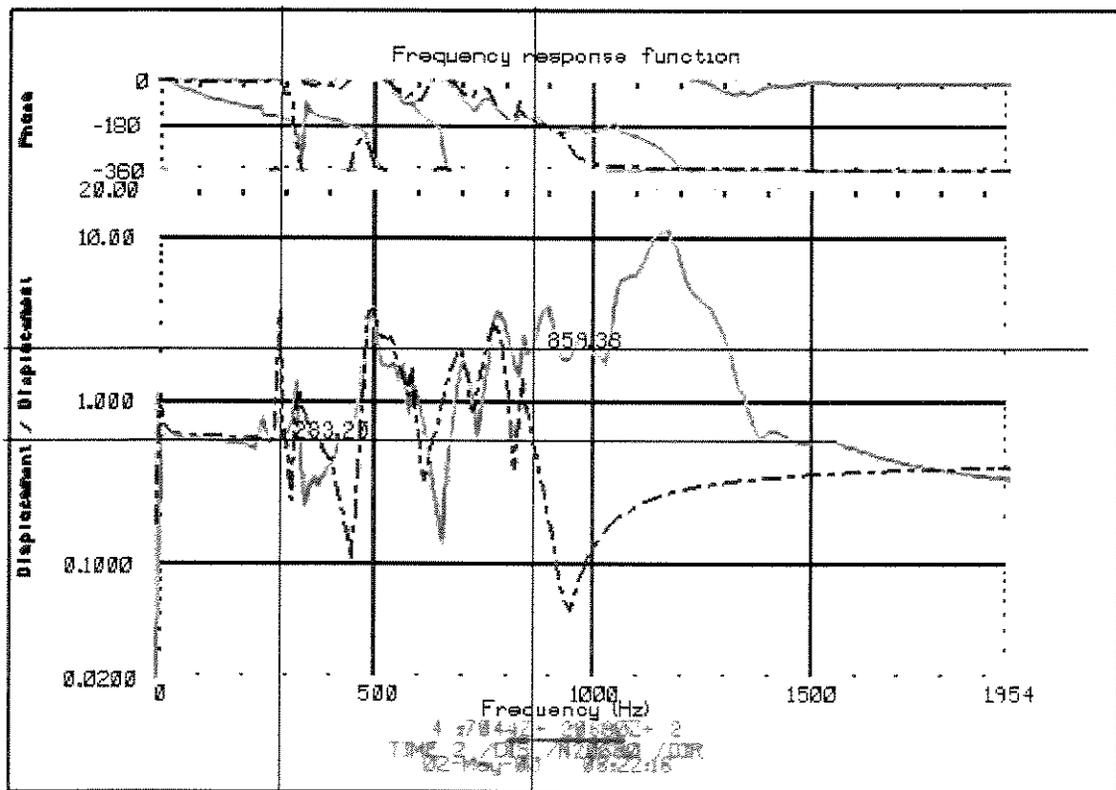


Figura 30 – Ajuste para os dados em Z aplicando-se inércia e complacência

## 6.2 Resultados teóricos

A análise modal realizada através do software I-DEAS, usando o algoritmo de extração de Lanczos, para o modelo da Fig. 17, produziu os resultados dos parâmetros modais apresentados a seguir nas Tabelas 4, 5 e 6, para os modos de vibração abaixo de 900Hz.

### 6.2.1 Resultados teóricos na direção X

Modo	Frequência (Hz)	Razão de Amortecimento (%)	Resíduo	
			Amplitude	Fase (Rad.)
1	300,453	2,289	5,5510E-09	3,135
2	301,477	8,544	4,8108E-08	-3,138
3	308,499	22,799	2,5787E-07	3,139
4	358,499	54,588	9,8166E-07	-3,140
5	419,851	0,000	4,2678E-06	-0,281
6	458,901	0,000	7,9363E-08	-1,805
7	522,501	0,004	3,6537E-08	-2,971
8	539,242	0,000	6,0849E-06	-0,254
9	600,058	0,001	9,3535E-10	-1,024
10	724,251	1,236	9,3451E-10	-1,471
11	798,205	0,092	6,1042E-08	-2,943
12	817,286	0,215	7,0606E-08	-0,530
13	850,698	4,168	1,1567E-07	-0,003
14	893,178	30,730	9,209E-07	0,001

Tabela 4 – Parâmetros modais da FRF teórica na direção X

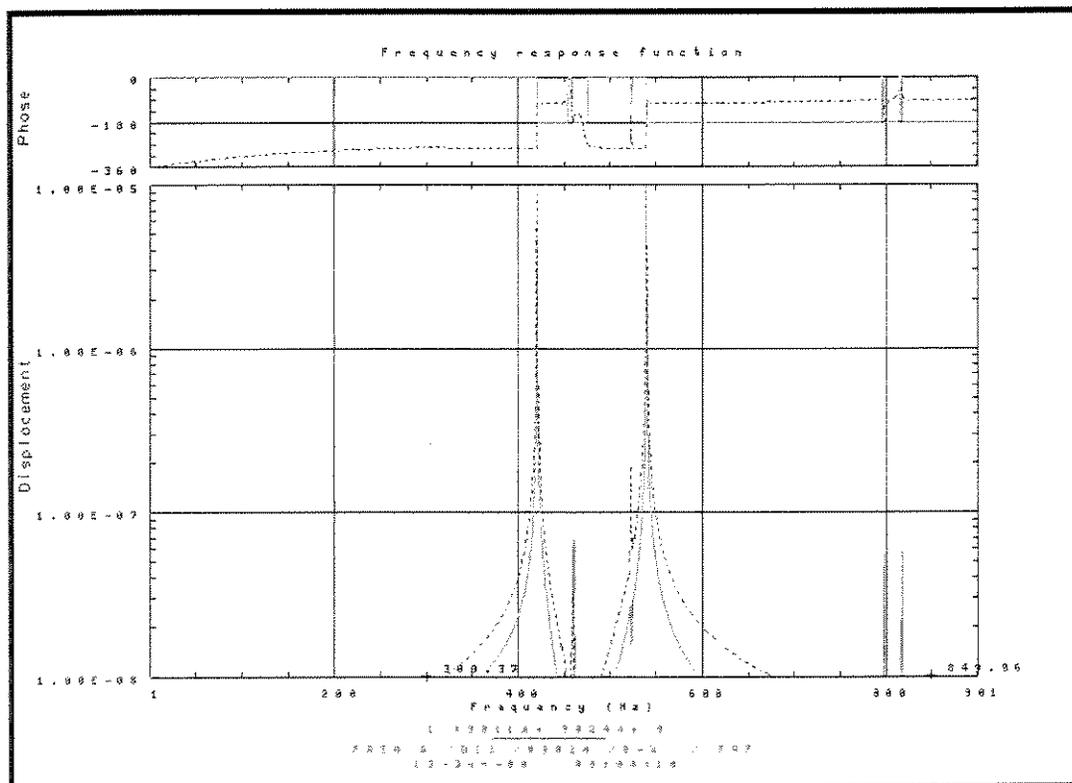


Figura 31 – Ajuste analítico para a FRF teórica na direção X

## 6.2.2 Resultados teóricos na direção Y

Modo	Frequência (Hz)	Razão de Amortecimento (%)	Resíduo	
			Amplitude	Fase (Rad.)
1	43,714	99,974	1,1302E-05	0,000
2	419,840	0,048	5,1820E-04	-0,044
3	459,187	0,0163	5,0154E-04	-2,151
4	536,830	80,764	5,0708E-04	0,990
5	539,110	0,062	3,6514E-04	-0,424
6	972,371	37,857	8,6503E-05	-0,000

Tabela 5 – Parâmetros modais da FRF teórica na direção Y

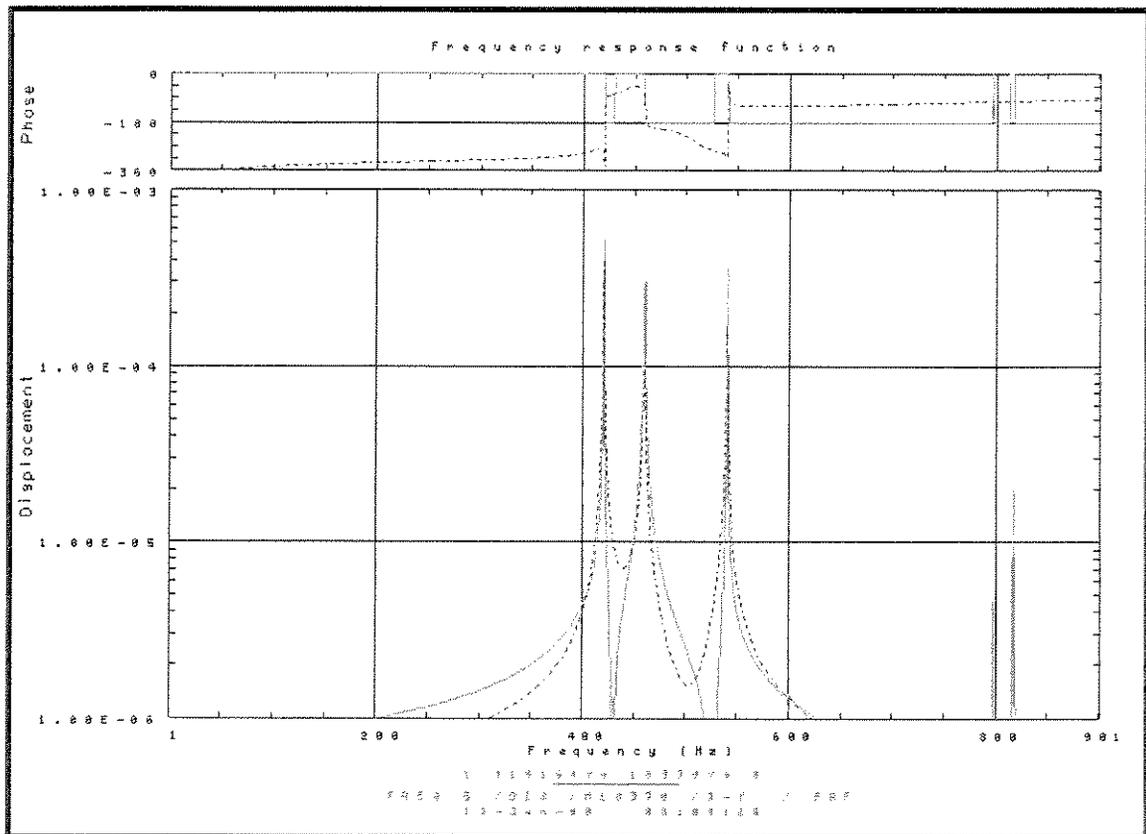


Figura 32 – Ajuste analítico para a FRF teórica na direção Y

### 6.2.3 Resultados teóricos na direção Z

Modo	Frequência (Hz)	Razão de Amortecimento (%)	Resíduo	
			Amplitude	Fase (Rad.)
1	256,677	3,937	1,0071E-05	-3,142
2	259,306	14,731	3,1437E-05	0,000
3	274,243	35,407	5,3839E-05	3,142
4	311,601	0,000	2,8221E-05	-2,517
5	344,139	66,676	2,5880E-05	0,000
6	522,442	0,000	1,922E-06	-3,073
7	536,536	0,026	1,0445E-06	2,843
8	599,094	0,734	2,7081E-07	2,984
9	734,811	0,000	5,6207E-06	-2,631
10	833,282	7,951	4,5327E-06	0,000
11	878,342	32,505	8,2862E-06	3,142

Tabela 6 – Parâmetros modais da FRF teórica na direção Z

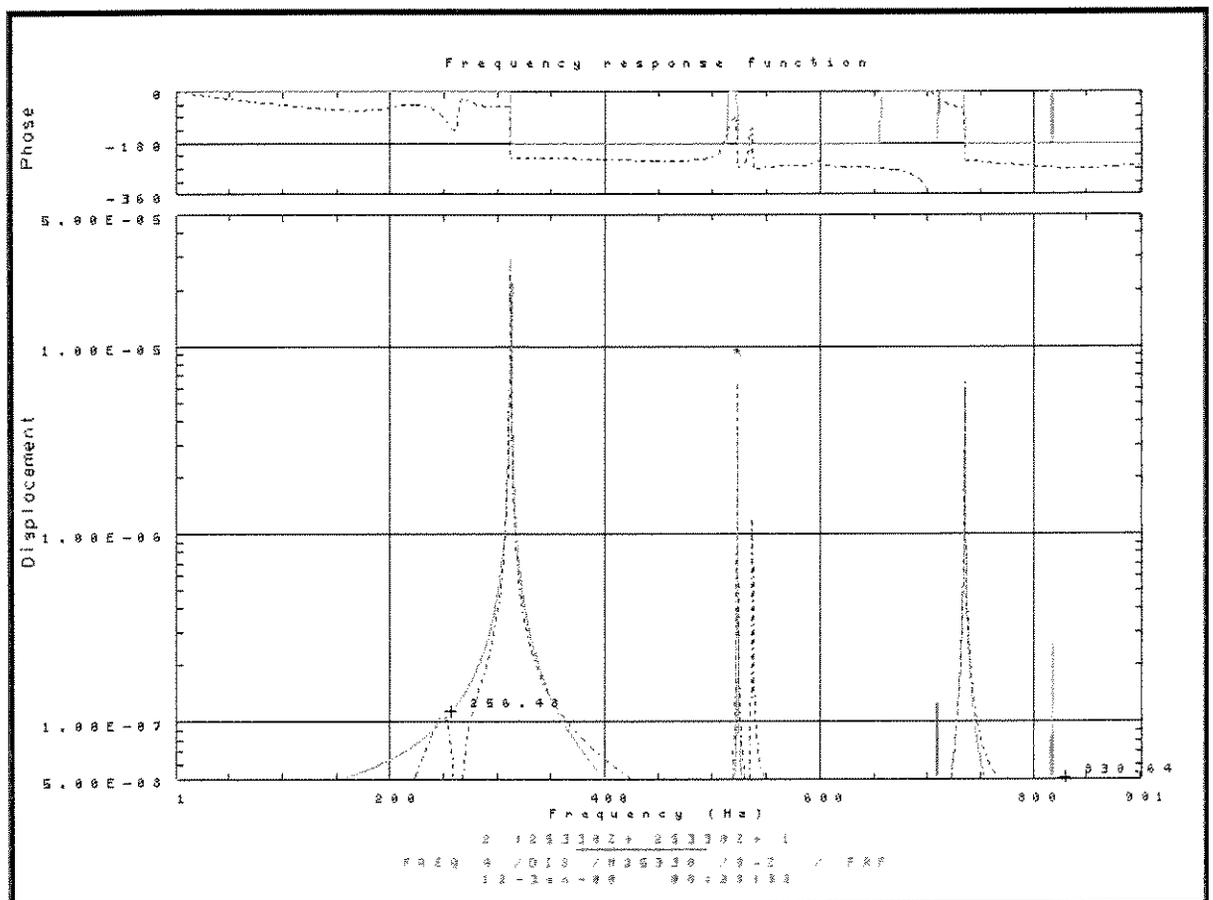


Figura 33 – Ajuste analítico para a FRF teórica na direção Z

### 6.3 Análise dos resultados teóricos e experimentais

A tabela 7 a seguir, apresenta as frequências naturais teóricas encontradas na análise para os dez primeiros modos. Nas tabelas 4, 5 e 6 podemos identificar tais frequências tomando como referência os valores de ressonâncias encontrados na simulação, confirmadas por seus respectivos amortecimentos nulos.

PARÂMETROS MODAIS					
Teórico			Experimental		
Modo	Frequência (Hz)	Direção	Direção		
			X	Y	Z
1°	311,601	Z	<b>301,796</b>	283,203	324,888
2°	419,851	X e Y	416,215	-	<b>417,965</b>
3	458,901	X e Y	491,008	-	<b>447,459</b>
4	522,442	Z	-	<b>509,479</b>	491,414
5	539,242	X e Y	547,519	-	<b>544,980</b>
6	600,058	X	622,189	633,032	<b>606,978</b>
7	709	-	700,020	<b>706,572</b>	702,026
8	734,811	Z	761,655	-	<b>728,224</b>
9	798,205	X	<b>794,048</b>	-	778,516
10	817,286	X	825,991	<b>812,665</b>	835,388

Tabela 7 – Parâmetros modais teóricos x experimental

Na tabela 7, contendo as frequências naturais teóricas encontradas no modelo experimental, podemos identificar tais modos, associando-os aos amortecimentos encontrados experimentalmente, criando a tabela 8.

Parâmetros Modais					
Modo	Direção	Frequência (Hz)	Amort. (%)	Resíduo	
				Amplitude	Fase (rad.)
1°	X	301,796	3,230	1,8365E03	-1,800
2°	Z	417,965	1,760	6,2139E00	-2,027
3	Z	447,459	1,853	3,0504E00	2,893
4	Y	509,479	1,852	1,5740E00	-1,970
5	Z	544,980	3,201	1,4171E02	-0,870
6	Z	606,978	7,006	2,2376E02	-3,104
7	Y	706,572	3,112	1,8191E03	2,745
8	Z	728,224	0,882	1,1790E01	2,354
9	X	794,048	1,884	3,4509E02	-1,497
10	Y	812,665	0,843	5,1877E01	-1,650

Tabela 8 – Amortecimentos e Resíduos

De modo a validar o modelo de elementos finitos, foi feita uma comparação entre os resultados das análises modais numérica e experimental. Uma comparação inicial entre os resultados dos dois métodos de análise pode ser visualizada na figura 34, onde em cada um dos eixos ordenados estão posicionados os valores das frequências naturais obtidas pela análise modal numérica e experimental de acordo com a tabela 7.

Uma concordância integral ocorreria se uma reta de 45 graus resultasse da plotagem dos pares ordenados, o que não ocorre aqui. Entretanto, conforme observado na figura 34, o desvio da reta demonstra boa aproximação entre os resultados obtidos pelos dois métodos.

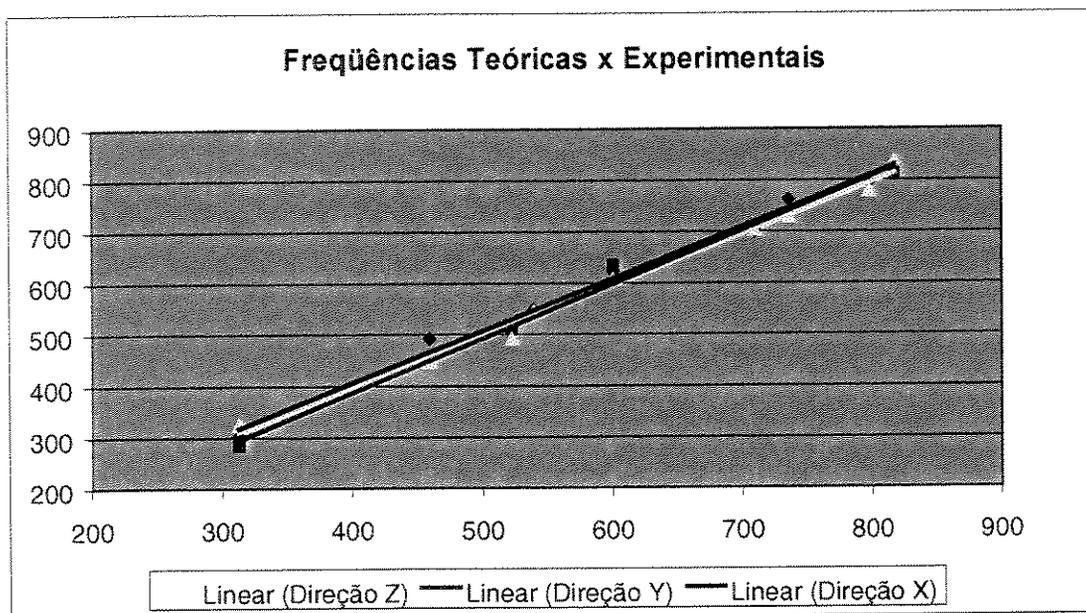


Figura 34 – Gráfico das frequências teóricas e experimentais

## Capítulo 7

### Comentários e Conclusões

A integração de testes experimentais e o módulo I-DEAS *Test* mostrou-se adequada como ferramenta de desenvolvimento de um protótipo final.

O I-DEAS possui uma interface simples de fácil uso e operação, possibilitando o desenvolvimento das atividades com maior produtividade e flexibilidade na simulação e na integração com os dados experimentais.

Um modelo de elementos finitos do cárter foi usado para a determinação numérica das frequências naturais, amortecimentos e resíduos. O modelo numérico, fornecido pela MWM do Brasil, correspondeu as expectativas mostrando-se eficiente na análise teórica e na integração com os dados de vibração adquiridos. Nenhum problema foi encontrado com relação a criação da malha e distribuição dos elementos. As principais dificuldades encontradas foram na importação do arquivo criado na plataforma Windows NT para uso na plataforma UNIX. Na transferência de modelos gerados em plataformas e versões do software diferentes, alguns dados da estrutura do modelo normalmente não são reconhecidos, necessitando-se da interferência do usuário no sentido de restaurá-los, ou modificá-los, de modo que a nova plataforma reconheça-o. Vencido as dificuldades esperadas da transferência o arquivo está pronto para receber as condições de contorno para a análise numérica.

Utilizando um protótipo do cárter, fornecido pela MWM do Brasil, foram realizados ensaios experimentais de modo a obter a FRF cujos parâmetros modais são calculados através do módulo *Test*. Dados de força e aceleração foram adquiridos com o uso de martelo de excitação por impacto e acelerômetros, distribuídos nas direções X, Y e Z do cárter. Os dados, em arquivos formato ASCII, são convertidos em arquivos universal *Dataset 58b* possibilitando a importação para o módulo I-DEAS *Test*.

O I-DEAS logrou sucesso na integração entre análise experimental e teórica. As funções resposta em frequências teóricas foram geradas excitação do modelo por um vetor de força definido pelo usuário. As frequências experimentais foram definidas através dos dados importados do ensaio realizado no protótipo. Uma análise dos resultados obtidos com a aplicação do módulo I-DEAS *Test*, tanto para os dados simulados quanto para os experimentais, permite concluir que a ferramenta apresentou bons resultados no sentido de validar o modelo numérico em elementos finitos. Como se pode notar, a partir dos parâmetros apresentados no capítulo 6, o I-DEAS *Test* mostra-se bastante eficiente na identificação de uma estrutura real, e apresenta facilidade para a análise de dados experimentais.

Nos resultados apresentados no capítulo 6, as frequências naturais encontradas que apresentaram os maiores erros, entre os resultados da análise experimental e numérica, podem ser identificadas, servindo como ponto de partida para alterações futuras no modelo sólido e na malha de elementos finitos, com o objetivo de melhorar os resultados numéricos obtidos caso seja necessário.

Durante o desenvolvimento desse trabalho foram notados alguns pontos importantes a serem estudados visando difundir a aplicação do I-DEAS na integração de testes experimentais com modelos teóricos. Entre eles podemos citar:

- A criação de um software para controle direto do sistema de aquisição de dados, contendo rotinas computacionais para a conversão e edição dos arquivos formato ASCII para universal *dataset 58b*, de modo a tornar mais amigável a importação dos dados adquiridos experimentalmente;
- Realizar a análise modal completa partindo dos dados obtidos nesse trabalho;
- Realizar os ajustes no modelo buscando retratar cada vez mais a realidade do protótipo, partindo das diferenças encontradas entre modelo teórico, dados experimentais e a correlação entre ambos,
- Finalmente o estudo para a integração e validação de outros procedimentos numéricos estudados e desenvolvidos no GPSASD com as rotinas disponíveis no módulo *Test* levando ao aperfeiçoamento das técnicas de análise modal.

## Referências Bibliográficas

1. Almeida, Marcio Tadeu de. *Vibrações Mecânicas para Engenheiros*. São Paulo: Ed. Edgard Blücher Ltda, 1990. Cap.10: Introdução à Análise Modal. p. 363-383.
2. Bathe, Klaus-Jürgen. *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*. New Jersey: Prentice-Hall: 1982. Cap 9.
3. Bendat, J. S. & Piersol, A. G. *Engineering applications of correlation and spectral analysis*. New York: John Wiley & Sons, 1980.
4. Bishop, R. E. D. *Na Investigation into the Theory of Resonance Testing*. Philosophical Transactions, Royal Society of London, Serie A, Vol. 225, A-1055, 1963. p.241-280
5. Braun, S. *Mechanical signature analysis : theory and applications*. London : Academic Press Inc,1986. p.385
6. Brook, D. *Signal processing : principles and applications*. London : E. Arnold,1988. p.308.
7. Brown, D. L. *Parameter estimation techniques for modal analysis*. S.A.E paper (790221), 1979. p 828-846.
8. Buchanan, George R. *Schaum's outline of theory and problems of finite element analysis*. New York: McGraw-Hill, Inc, 1995.
9. Candy, J. V. *Signal processing : the modern approach*. New York : Mac Graw-Hill, 1988. p.386.
10. Chen, C. H. *Signal processing handbook*. New York : M. Dekker,1988. p.818
11. Cook, Robert D. *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*. Madison: University of Wisconsin, 1989. Cap. 13: Finite Elements in Dynamics and Vibrations. p.368.
12. Crede, C. E. *Choque e Vibrações*. São Paulo: Livro Técnico S/A, 1983.
13. Dias, Nelson Elizeu. *Identificação de Parâmetros e Análise Modal em uma Estrutura do Tipo Garfo Mecânico*. Campinas: Unicamp, 1992.

14. Ewins, D. J. *Modal Testing: Theory and Practice*. London, John Wiley & Sons Inc., 1984.
15. Gomes, Amauri Ernesto. *Identificação paramétrica multi-canal de sistemas mecânicos no domínio do tempo*. Campinas: Unicamp, 1996. p.144
16. Ibrahim, S. R. *Modal identification techniques. Assessment and comparisons*. Proceedings of the 3<sup>rd</sup> IMAC, Vol. I, 1985.
17. Kurka, Paulo Roberto Gardel. *Curso Sobre Aquisição de Sinais*. Campinas: Unicamp, 1997. Cap. 1: Transdutores e Condicionadores. p. 2.
18. Kurka, Paulo Roberto Gardel. *Multivariate ARMA Identification and Model Comparison of a wing tank assemblage*. Campinas: Unicamp, 2000.
19. Lawry, Mark H. *I-DEAS Master Series<sup>TM</sup> Student Guide*. Milford: Structural Dynamics Research Corporation, 1998, p.476.
20. Levy, E. C. *Complex Curve Fitting*. IRE Trans. Autom. Control, AC-04, 1959. p37-43.
21. Marple Jr, S. L. *Digital spectral analysis with applications*. N. J.: Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1987.
22. Mathias, Mauro Hugo. *Aplicação da técnica paramétrica ARMA de processamentos de sinais na caracterização de estruturas mecânicas*. Campinas: Unicamp, 1998. p.117.
23. Meirovitch, L. *Elements of Vibration Analysis*. New York: McGraw-Hill, Inc, 1986.
24. Moreira, Domício Falcão. *Análise Matricial de Estruturas*. Rio de Janeiro: LTC/EDUSP, 1977. 3<sup>o</sup> parte.
25. National Instruments. *The measurement and automation catalog 2000*. Austin: U.S. Corporate Headquarters, 2000.
26. Newland, D. E. *An Introduction to Random vibrations and spectral analysis*. New York: Longman Inc., 1984.
27. Oppenheim, A. V. *Applications of digital signal processing*. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1978. p.499.
28. Pandit, Sudhakar M. *Modal and spectrum analysis : data dependent systems in state space*. New York: J. Wiley, 1991. p.415.
29. Pavanello, Renato. *Introdução ao Método dos Elementos Finitos*. Campinas: UNICAMP, 1999. Cap. 1: Introdução. p. 1-7.

30. Pinto Jr, Salustiano Martins. *Teste Experimental do Procedimento de Preparação de um Ensaio de Análise Modal por Múltipla Excitação e Múltiplo Sensoramento, Intitulado Teste Inicial Simplificado (T.I.S.)*. Vitória: UFES, 1998. Cap 2: Revisão teórica. p. 4-54.
31. Pinto Jr, Salustiano Martins. *Ponte Rolante 41-PR-08: Avaliação do Aumento da Capacidade da Estrutura à Nova Realidade Operacional*. Vitória: C.S.T, 1998. p.20.
32. Pinto Jr, Salustiano Martins. *Apresentação do software I-DEAS TEST*. Campinas: Unicamp, 1999. p. 21.
33. S.D.R.C. *I-DEAS of the World-Wide-Web System*. SDRC Corporation, 1999. Disponível na Internet. <http://www.i-deas.com.br> .
34. S.D.R.C. *I-DEAS OnLine Tutorials*. SDRC Corporation, 1999.
35. Soeiro, Newton S. *Determinação Numérica e Experimental do Modelo Modal de uma Caixa de Engrenagem de Uso Veicular*. Belém: UFPA, 1999. Cap. 2: Fundamento Teórico. p. 4.
36. Varoto, P. S. *Análise modal no domínio da frequência: um método multi-modo*. São Carlos: EESC-USP, 1991.
37. Viloche Bazan, F. S. *Desenvolvimento de ferramentas de identificação paramétrica de sistemas mecânicos no domínio do tempo*. Campinas: Unicamp, 1993.

# Anexo I

## Universal Dataset Number: 58

Universal Dataset  
Number: 58  
Name: Function at Nodal DOF  
Status: Current  
Owner: Test  
Revision Date: 23-Apr-1993

---

Record 1: Format(80A1)  
Field 1 - ID Line 1

NOTE

ID Line 1 is generally used for the function description.

Record 2: Format(80A1)  
Field 1 - ID Line 2

Record 3: Format(80A1)  
Field 1 - ID Line 3

NOTE

ID Line 3 is generally used to identify when the function was created. The date is in the form DD-*MMM*-YY, and the time is in the form HH:MM:SS, with a general Format(9A1,1X,8A1).

Record 4: Format(80A1)  
Field 1 - ID Line 4

Record 5: Format(80A1)  
Field 1 - ID Line 5

Record 6: Format(2(I5,I10),2(1X,10A1,I10,I4)) DOF Identification  
Field 1 - Function Type  
0 - General or Unknown  
1 - Time Response  
2 - Auto Spectrum  
3 - Cross Spectrum  
4 - Frequency Response Function  
5 - Transmissibility  
6 - Coherence

- 7 - Auto Correlation
  - 8 - Cross Correlation
  - 9 - Power Spectral Density (PSD)
  - 10 - Energy Spectral Density (ESD)
  - 11 - Probability Density Function
  - 12 - Spectrum
  - 13 - Cumulative Frequency Distribution
  - 14 - Peaks Valley
  - 15 - Stress/Cycles
  - 16 - Strain/Cycles
  - 17 - Orbit
  - 18 - Mode Indicator Function
  - 19 - Force Pattern
  - 20 - Partial Power
  - 21 - Partial Coherence
  - 22 - Eigenvalue
  - 23 - Eigenvector
  - 24 - Shock Response Spectrum
  - 25 - Finite Impulse Response Filter
  - 26 - Multiple Coherence
  - 27 - Order Function
- Field 2 - Function Identification Number
  - Field 3 - Version Number, or sequence number
  - Field 4 - Load Case Identification Number
    - 0 - Single Point Excitation
  - Field 5 - Response Entity Name ("NONE" if unused)
  - Field 6 - Response Node
  - Field 7 - Response Direction
    - 0 - Scalar
    - 1 - +X Translation                      4 - +X Rotation
    - 1 - -X Translation                    -4 - -X Rotation
    - 2 - +Y Translation                    5 - +Y Rotation
    - 2 - -Y Translation                   -5 - -Y Rotation
    - 3 - +Z Translation                    6 - +Z Rotation
    - 3 - -Z Translation                   -6 - -Z Rotation
  - Field 8 - Reference Entity Name ("NONE" if unused)
  - Field 9 - Reference Node
  - Field 10 - Reference Direction (same as field 7)

NOTE

Fields 8, 9, and 10 are only relevant if field 4 is zero.

- Record 7:            Format(3I10,3E13.5) Data Form
- Field 1 - Ordinate Data Type
    - 2 - real, single precision
    - 4 - real, double precision
    - 5 - complex, single precision
    - 6 - complex, double precision
  - Field 2 - Number of data pairs for uneven abscissa spacing, or number of data values for even abscissa spacing
  - Field 3 - Abscissa Spacing
    - 0 - uneven
    - 1 - even (no abscissa values stored)
  - Field 4 - Abscissa minimum (0.0 if spacing uneven)
  - Field 5 - Abscissa increment (0.0 if spacing uneven)
  - Field 6 - Z-axis value (0.0 if unused)

Record 8: Format(I10,3I5,2(1X,20A1)) Abscissa Data Characteristics

Field 1 - Specific Data Type  
0 - unknown  
1 - general  
2 - stress  
3 - strain  
5 - temperature  
6 - heat flux  
8 - displacement  
9 - reaction force  
11 - velocity  
12 - acceleration  
13 - excitation force  
15 - pressure  
16 - mass  
17 - time  
18 - frequency  
19 - rpm  
20 - order  
Field 2 - Length units exponent  
Field 3 - Force units exponent  
Field 4 - Temperature units exponent

NOTE

Fields 2, 3 and 4 are relevant only if the Specific Data Type is General, or in the case of ordinates, the response/reference direction is a scalar, or the functions are being used for nonlinear connectors in System Dynamics Analysis. See Addendum 'A' for the units exponent table.

Field 5 - Axis label ("NONE" if not used)  
Field 6 - Axis units label ("NONE" if not used)

NOTE

If fields 5 and 6 are supplied, they take precedence over program generated labels and units.

Record 9: Format(I10,3I5,2(1X,20A1))  
Ordinate (or ordinate numerator) Data Characteristics  
Record 10: Format(I10,3I5,2(1X,20A1))  
Ordinate Denominator Data Characteristics  
Record 11: Format(I10,3I5,2(1X,20A1))  
Z-axis Data Characteristics

NOTE

Records 9, 10, and 11 are always included and have fields the same as record 8. If records 10 and 11 are not used, set field 1 to zero.

Record 12:

Data Values

Case	Ordinate Type	Precision	Abscissa Spacing	Format
1	real	single	even	6E13.5
2	real	single	uneven	6E13.5
3	complex	single	even	6E13.5
4	complex	single	uneven	6E13.5

5	real	double	even	4E20.12
6	real	double	uneven	2(E13.5,E20.12)
7	complex	double	even	4E20.12
8	complex	double	uneven	E13.5,2E20.12

---

NOTE

See Addendum 'B' for typical FORTRAN READ/WRITE statements for each case.

General Notes:

1. ID lines may not be blank. If no information is required, the word "NONE" must appear in columns 1 through 4.
2. ID line 1 appears on plots in Finite Element Modeling and is used as the function description in System Dynamics Analysis.
3. Dataloaders use the following ID line conventions
  - ID Line 1 - Model Identification
  - ID Line 2 - Run Identification
  - ID Line 3 - Run Date and Time
  - ID Line 4 - Load Case Name
4. Coordinates codes from MODAL-PLUS and MODALX are decoded into node and direction.
5. Entity names used in System Dynamics Analysis prior to I-DEAS Level 5 have a 4 character maximum. Beginning with Level 5, entity names will be ignored if this dataset is preceded by dataset 259. If no dataset 259 precedes this dataset, then the entity name will be assumed to exist in model bin number 1.
6. Record 10 is ignored by System Dynamics Analysis unless load case = 0. Record 11 is always ignored by System Dynamics Analysis.
7. In record 6, if the response or reference names are "NONE" and are not overridden by a dataset 259, but the corresponding node is non-zero, System Dynamics Analysis adds the node and direction to the function description if space is sufficient.
8. ID line 1 appears on XY plots in Test Data Analysis along with ID line 5 if it is defined. If defined, the axis units labels also appear on the XY plot instead of the normal labeling based on the data type of the function.
9. For functions used with nonlinear connectors in System Dynamics Analysis, the following requirements must be adhered to:
  - a) Record 6: For a displacement-dependent function, the function type must be 0; for a frequency-dependent function, it must be 4. In either case, the load case identification number must be 0.
  - b) Record 8: For a displacement-dependent function, the specific data type must be 8 and the length units exponent must be 0 or 1; for a frequency-dependent function, the specific data type must be 18 and the length units exponent must be 0. In either case, the other units exponents must be 0.
  - c) Record 9: The specific data type must be 13. The temperature units exponent must be 0. For an ordinate numerator of force, the length and force units exponents must be 0 and 1, respectively. For an

- ordinate numerator of moment, the length and force units exponents must be 1 and 1, respectively.
- d) Record 10: The specific data type must be 8 for stiffness and hysteretic damping; it must be 11 for viscous damping. For an ordinate denominator of translational displacement, the length units exponent must be 1; for a rotational displacement, it must be 0. The other units exponents must be 0.
- e) Dataset 217 must precede each function in order to define the function's usage (i.e. stiffness, viscous damping, hysteretic damping).

#### Addendum A

In order to correctly perform units conversion, length, force, and temperature exponents must be supplied for a specific data type of General; that is, Record 8 Field 1 = 1. For example, if the function has the physical dimensionality of Energy (Force \* Length), then the required exponents would be as follows:

Length = 1  
 Force = 1  
 Energy = L \* F  
 Temperature = 0

Units exponents for the remaining specific data types should not be supplied. The following exponents will automatically be used.

Table - Unit Exponents

Specific Data Type	Direction					
	Translational			Rotational		
	Length	Force	Temp	Length	Force	Temp
0	0	0	0	0	0	0
1	(requires input to fields 2,3,4)					
2	-2	1	0	-1	1	0
3	0	0	0	0	0	0
5	0	0	1	0	0	1
6	1	1	0	1	1	0
8	1	0	0	0	0	0
9	0	1	0	1	1	0
11	1	0	0	0	0	0
12	1	0	0	0	0	0
13	0	1	0	1	1	0
15	-2	1	0	-1	1	0
16	-1	1	0	1	1	0
17	0	0	0	0	0	0
18	0	0	0	0	0	0
19	0	0	0	0	0	0

**NOTE**

Units exponents for scalar points are defined within System Analysis prior to reading this dataset.

Addendum B

There are 8 distinct combinations of parameters which affect the details of READ/WRITE operations. The parameters involved are Ordinate Data Type, Ordinate Data Precision, and Abscissa Spacing.

Each combination is documented in the examples below. In all cases, the number of data values (for even abscissa spacing) or data pairs (for uneven abscissa spacing) is NVAL. The abscissa is always real single precision. Complex double precision is handled by two real double precision variables (real part followed by imaginary part) because most systems do not directly support complex double precision.

CASE 1

REAL  
SINGLE PRECISION  
EVEN SPACING

Order of data in file	Y1	Y2	Y3	Y4	Y5	Y6
	Y7	Y8	Y9	Y10	Y11	Y12
			.			
			.			
			.			

Input

```

REAL Y(6)
.
.
.
NPRO=0
10 READ(LUN,1000,ERR= ,END= )(Y(I),I=1,6)
1000 FORMAT(6E13.5)
NPRO=NPRO+6
.
.   code to process these six values
.
IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
.
.   continued processing
.

```

Output

```

REAL Y(6)
.
.
.
NPRO=0
10 CONTINUE
.
.   code to set up these six values
.
WRITE(LUN,1000,ERR= )(Y(I),I=1,6)
1000 FORMAT(6E13.5)
NPRO=NPRO+6
.
IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
.
.   continued processing

```

CASE 2

REAL  
SINGLE PRECISION  
UNEVEN SPACING

Order of data in file	X1	Y1	X2	Y2	X3	Y3
	X4	Y4	X5	Y5	X6	Y6
	.					
	.					
	.					

Input

```

REAL X(3),Y(3)
.
.
.
NPRO=0
10 READ(LUN,1000,ERR= ,END= ) (X(I),Y(I),I=1,3)
1000 FORMAT(6E13.5)
NPRO=NPRO+3
.
.   code to process these three values
.
IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
.
.   continued processing
.

```

Output

```

REAL X(3),Y(3)
.
.
.
NPRO=0
10 CONTINUE
.
.   code to set up these three values
.
WRITE(LUN,1000,ERR= ) (X(I),Y(I),I=1,3)
1000 FORMAT(6E13.5)
NPRO=NPRO+3
IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
.
.   continued processing

```

CASE 3

COMPLEX  
SINGLE PRECISION  
EVEN SPACING

Order of data in file	RY1	IY1	RY2	IY2	RY3	IY3
	RY4	IY4	RY5	IY5	RY6	IY6
	.					
	.					
	.					

Input

```

      COMPLEX Y(3)
      .
      .
      .
      NPRO=0
10  READ(LUN,1000,ERR= ,END= ) (Y(I),I=1,3)
1000 FORMAT(6E13.5)
      NPRO=NPRO+3
      .
      .   code to process these six values
      .
      IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
      .
      .   continued processing
      .

```

Output

```

      COMPLEX Y(3)
      .
      .
      .
      NPRO=0
10  CONTINUE
      .
      .   code to set up these three values
      .
      WRITE(LUN,1000,ERR= ) (Y(I),I=1,3)
1000 FORMAT(6E13.5)
      NPRO=NPRO+3
      IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
      .
      .   continued processing
      .

```

CASE 4

COMPLEX  
SINGLE PRECISION  
UNEVEN SPACING

Order of data in file	X1	RY1	IY1	X2	RY2	IY2
	X3	RY3	IY3	X4	RY4	IY4

.  
.  
.

Input

```

REAL X(2)
COMPLEX Y(2)
.
.
.
NPRO=0
10 READ(LUN,1000,ERR= ,END= )(X(I),Y(I),I=1,2)
1000 FORMAT(6E13.5)
NPRO=NPRO+2
.
.   code to process these two values
.
IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
.
.   continued processing
.

```

Output

```

REAL X(2)
COMPLEX Y(2)
.
.
.
NPRO=0
10 CONTINUE
.
.   code to set up these two values
.
WRITE(LUN,1000,ERR= )(X(I),Y(I),I=1,2)
1000 FORMAT(6E13.5)
NPRO=NPRO+2
IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
.
.   continued processing
.

```

CASE 5

REAL  
 DOUBLE PRECISION  
 EVEN SPACING

Order of data in file	Y1	Y2	Y3	Y4
	Y5	Y6	Y7	Y8
	.			
	.			
	.			

Input

```

      DOUBLE PRECISION Y(4)
      .
      .
      .
      NPRO=0
      10 READ(LUN,1000,ERR= ,END= ) (Y(I),I=1,4)
      1000 FORMAT(4E20.12)
      NPRO=NPRO+4
      .
      .   code to process these four values
      .
      IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
      .
      .   continued processing
      .
  
```

Output

```

      DOUBLE PRECISION Y(4)
      .
      .
      .
      NPRO=0
      10 CONTINUE
      .
      .   code to set up these four values
      .
      WRITE(LUN,1000,ERR= ) (Y(I),I=1,4)
      1000 FORMAT(4E20.12)
      NPRO=NPRO+4
      IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
      .
      .   continued processing
      .
  
```

CASE 6

REAL  
 DOUBLE PRECISION  
 UNEVEN SPACING

Order of data in file	X1	Y1	X2	Y2
	X3	Y3	X4	Y4
	.	.	.	.
	.	.	.	.
	.	.	.	.

Input

```

REAL X(2)
DOUBLE PRECISION Y(2)
.
.
.
NPRO=0
10 READ(LUN,1000,ERR= ,END= ) (X(I),Y(I),I=1,2)
1000 FORMAT(2(E13.5,E20.12))
NPRO=NPRO+2
.
.   code to process these two values
.
IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
.
.   continued processing
.

```

Output

```

REAL X(2)
DOUBLE PRECISION Y(2)
.
.
.
NPRO=0
10 CONTINUE
.
.   code to set up these two values
.
WRITE(LUN,1000,ERR= ) (X(I),Y(I),I=1,2)
1000 FORMAT(2(E13.5,E20.12))
NPRO=NPRO+2
IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
.
.   continued processing
.

```

CASE 7

COMPLEX  
 DOUBLE PRECISION  
 EVEN SPACING

Order of data in file	RY1	IY1	RY2	IY2
	RY3	IY3	RY4	IY4
	.	.	.	.
	.	.	.	.
	.	.	.	.

Input

```

      DOUBLE PRECISION Y(2,2)
      .
      .
      .
      NPRO=0
10  READ(LUN,1000,ERR= ,END= )((Y(I,J),I=1,2),J=1,2)
1000 FORMAT(4E20.12)
      NPRO=NPRO+2
      .
      .   code to process these two values
      .
      IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
      .
      .   continued processing
      .
  
```

Output

```

      DOUBLE PRECISION Y(2,2)
      .
      .
      .
      NPRO=0
10  CONTINUE
      .
      .   code to set up these two values
      .
      WRITE(LUN,1000,ERR= )((Y(I,J),I=1,2),J=1,2)
1000 FORMAT(4E20.12)
      NPRO=NPRO+2
      IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
      .
      .   continued processing
      .
  
```

CASE 8

COMPLEX  
 DOUBLE PRECISION  
 UNEVEN SPACING

Order of data in file	X1	RY1	IY1
	X2	RY2	IY2
	.		
	.		
	.		

Input

```

REAL X
DOUBLE PRECISION Y(2)
.
.
.
NPRO=0
10 READ(LUN,1000,ERR= ,END= ) (X,Y(I),I=1,2)
1000 FORMAT(E13.5,2E20.12)
NPRO=NPRO+1
.
.   code to process this value
.
IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
.
.   continued processing
.

```

Output

```

REAL X
DOUBLE PRECISION Y(2)
.
.
.
NPRO=0
10 CONTINUE
.
.   code to set up this value
.
WRITE(LUN,1000,ERR= ) (X,Y(I),I=1,2)
1000 FORMAT(E13.5,2E20.12)
NPRO=NPRO+1
IF(NPRO.LT.NVAL)GO TO 10
.
.   continued processing
.

```

