

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

**PROPOSTA DE UMA METODOLOGIA BASEADA EM ANÁLISE MODAL
OPERACIONAL PARA MONITORAMENTO DE FIM DE VIDA DE
FERRAMENTAS DE CORTE**

Tese apresentada à Universidade Federal de Uberlândia por:

TATIANA MEOLA

como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em
Engenharia Mecânica

Aprovada por:

Prof. Dr. Marcus Antonio Viana Duarte - (UFU) - Orientador

Prof. Dr. Márcio Bacci da Silva - (UFU) - Co-orientador

Prof. Dr. Marcos Moraes de Sousa - (UFU)

Prof. Dr. João Antonio Pereira - (Unesp – Ilha Solteira)

Prof. Dr. Rolf Bertrand Schroeter- (UFSC)

Uberlândia, 03, de dezembro de 2009

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

- M551p Meola, Tatiana, 1980-
Uma proposta de metodologia baseada em análise modal operacional
para monitoramento de fim de vida de ferramentas de corte [manuscrito] /
Tatiana Meola. - 2009.
188 f. : il.
Orientador: Marcus Antonio Viana Duarte.
Co-orientador: Márcio Bacci da Silva.
Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Uberlândia, Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.
1. Ferramentas para cortar metais - Teses. 2. Usinagem - Teses. 3.
Análise modal - Teses. I. Duarte, Marcus Antonio Viana. II. Silva, Márcio
Bacci da. III. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Gra-
duação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 621.941.025

Aos meus pais, Antonio e Isabel,
a meus irmãos, Juliana e Murilo,
e ao meu namorado Roberto.

.
“O homem nada mais é que aquilo que sabe”

Francis Bacon

Agradecimentos

A Deus, pelos obstáculos ultrapassados.

A meu Orientador Marcus Duarte pelo conhecimento por todos estes anos, pela amizade e apoio.

A Dona Dionísia e ao Sr. Roberto pelo carinho, paciência e compreensão.

Ao meu amigo Bene pelo incentivo.

Ao aluno Vinícius Abrão pela ajuda no desenvolvimento de minha Tese.

A todos os funcionários que colaboraram direta e indiretamente com o desenvolvimento de minha Tese.

Ao CNPq pela ajuda financeira.

Sumário

Capítulo I	1
Introdução	1
1.1. Objetivo	7
1.2. Descrição do Trabalho	7
Capítulo II	8
Fundamentos de Usinagem	8
2.1. Variáveis Envolvidas no Processo de Usinagem	8
2.2. Força de Usinagem	9
2.2.1. Fatores que Influenciam a Força de Usinagem	10
2.3. Monitoramento da Força de Usinagem.	15
2.4. Desgastes e Avarias da Ferramenta	16
2.5. Vida da Ferramenta	21
Capítulo III	23
Análise Modal Clássica	23
3.1. Fundamentos de Análise Modal	23
3.1.1. Função Resposta ao Impulso (FRI)	28
3.1.2. Função Resposta em Frequência (FRF)	32
3.1.3. Excitação Aleatória	33
3.1.4. Sistema de Vários Graus de Liberdade	38
3.2. Método de Identificação Modal ERA - Algoritmo de Realização de Auto-Sistema	41
Capítulo IV	52
Análise Modal Operacional e Identificação de Forças de Excitação	52
4.1. Análise Modal Operacional	52
4.1.1. Técnica de Excitação Natural	54
4.2. Conceitos de Realização	61
4.3. Técnica para distinção dos modos computacionais de modos genuínos	64
4.4. Mau Condicionamento Numérico	67
Capítulo V	69
Metodologia	69
Capítulo VI	78

Resultados das Simulações para Identificação das Forças Aplicadas ao Modelo do Porta Ferramenta de um Torno	78
6.1. Respostas de Deslocamento, Velocidade ou de Aceleração Utilizadas como Referência na determinação da Função de correlação	78
6.2. Número de Pontos da FFT mais Indicado para Estimativa da Função de Correlação	85
6.3. Tempo de Aquisição Mínimo para Estimativa do Metamodelo	90
6.4. Análise de Sensibilidade dos Nós	92
6.5. Melhor Combinação dos Nós	100
6.6. Identificação de Vários Tipos de Forças Utilizando as Respostas da Combinação dos nós 250 e 3684	101
6.6.1. Identificação de uma força harmônica de 150 Hz	101
6.6.2. Identificação de um <i>chirp</i> linear cortando 150 Hz no instante $t = 1$ s	102
6.6.3. Identificação de uma força aleatória adicionada a dois harmônicos de 60 Hz e 500 Hz, sendo utilizada a mesma força para determinação do metamodelo	104
6.6.4. Identificação de uma força aleatória adicionada a um harmônico de 2000 Hz próximo de uma frequência natural, sendo utilizada a mesma força para determinação do metamodelo	109
Capítulo VII	112
Resultados Experimentais	112
7.1. Metamodelos Determinados via Respostas de Deslocamento e Velocidade	120
7.2. Definição do Sintoma de Desgaste	124
Capítulo VIII	154
Conclusões	154
8.1. Conclusões Gerais	154
8.2. Conclusões Específicas	154
8.3. Trabalhos Futuros	155
Referências	157
Anexo I	165
Tabelas de resultados dos parâmetros modais dos modelos para cada nó	165
Anexo II	169
Tabelas de resultados dos parâmetros modais dos modelos com combinação de dois nós	169

Anexo III	172
Valores Medidos de Desgaste para as Seis Ferramentas Estudadas	172

Simbologia

Letras Latinas

- a_r : Coeficientes da Matriz de estado A
- b_r : Coeficientes da Matriz de estado B
- c : Amortecimento viscoso
- c_c : Amortecimento crítico
- dt : Tempo de amostragem
- e_k^2 : Erro quadrático do ajuste do modelo de k modos
- Valor da tabela de distribuição acumulada F que excede 95 % das amostras da
- f : distribuição com $(v_k - v_{k-1})$ graus de liberdade no numerador e $(v_{10} - v_k)$ graus de liberdade no denominador
- $f(t)$: Quantidade de força variante no tempo
- h : Função Resposta ao Impulso
- k : Rigidez
- m : Massa
- m_r, m_s : r-ésima e s-ésima massas modais
- $p(z)$: Função densidade de probabilidade associada a variável z
- $\hat{q}_i$: Histórico do tempo identificado da amplitude modal do i-ésimo modo
- r : Número de linhas da matriz de Hankel
- s : Número de colunas da matriz de Hankel
- s_r : Auto-valores do sistema
- u : Vetor de estado
- w : Vetor de entrada ou de controle
- $x(t), \dot{x}(t), \ddot{x}(t)$: Quantidades de deslocamento, velocidade e aceleração variantes no tempo
- y : Vetor das saídas, respostas medidas
- z : Variável aleatória que assume valores entre $-\infty$ e $+\infty$
- A_c, A' : Matrizes de estado que descrevem a dinâmica do sistema nos domínios contínuo e discreto, respectivamente
- ${}_r A_{jk}$: Resíduo da Função Resposta em Frequência
- B_f : Matriz de coeficientes de influência

- B_c, B', B_m : Matrizes de entrada nos domínios contínuo e discreto, e modal, respectivamente
 C_c, C', C_m : Matrizes de saída, nos domínios contínuo e discreto, e modal, respectivamente
 C : Matriz de amortecimento
 D_c e D : Matrizes de transmissão direta, domínios contínuo e discreto, respectivamente
 F : Amplitude de excitação
 ${}_r G_{jik}$: Funções de parâmetros modais
 ${}_r H_{jik}$: Funções de parâmetros modais
 $H(\omega)$: Função Resposta em Frequência
 $[H(k)]$: Matriz de Hankel
 I : Matriz identidade
 K : Matriz de Rigidez
 M : Matriz de massa
 N : Número de graus de liberdade do sistema
 $\overline{Q}$: Amplitude de respostas em coordenadas modais
 R : Matriz de observabilidade
 R_{ff} : Função de auto-correlação da força
 R_{xx} : Função de auto-correlação da resposta
 R_{fx} : Função de correlação cruzada entre excitação e resposta
 R_{ji} : Função de correlação cruzada entre todas as respostas
 S_{ff} : Densidade Espectral de Potência da força
 S_{xx} : Densidade Espectral de Potência da resposta
 S_{fx} : Densidade Espectral de Potência cruzada
 T : Tempo
 U : Matriz ortogonal
 V : Matriz ortogonal
 W : Matriz de controlabilidade
 X : Amplitude de resposta
 $Y(k)$: Parâmetros de Markov

Letras Gregas

$\alpha(\omega)$:	Receptância
α_i :	Fator de escala para um modo normal i
δ :	Função Delta de Dirac
ϕ :	Autovetores normalizados
η :	Amortecimento estrutural
λ_i :	Autovalores
μ_z :	é o valor médio;
θ_α :	Fase da receptância
σ_z^2, σ_z :	Variância e o desvio padrão da variável z, respectivamente.
$\sigma_i, \sigma_{ii}, \sigma_{ij}$:	Valores singulares
$\sigma_{\max}, \sigma_{\min}$:	Maior e menor valores singulares, respectivamente
τ :	Instante de tempo
ν_k, ν_{10} :	Número de graus de liberdade dos modelos ajustados com k e 10 modos, respectivamente;
ω :	Frequência em radianos/s
ω_n, ω_d :	Frequências natural e amortecida de um sistema de 1 grau de liberdade, respectivamente
ω_r, ω_s :	Frequências naturais do r-ésimo e s-ésimo modos, respectivamente
ω_{dr} :	Frequência amortecida modal
ψ_z^2 :	Valor médio quadrático da variável z
$\psi^2(i)$:	Valor médio quadrático da força estimada no instante idt.
Ψ :	Autovetores
Δm_k :	Variação da massa no grau de liberdade k de uma estrutura
$\Delta \omega_i$:	Variação da frequência natural
Δt :	Tempo de amostragem
ϑ :	Variável de integração
Λ :	Matriz de autovalores
Σ :	Matriz de valores singulares reais positivos

Ψ : Matriz de autovetores

Símbolos

$\mathfrak{F}$: Transformada de Fourier

$\otimes$: Operador de Convolução

MAC: Coerência de Amplitude Modal

MSV: Valor singular do modo

RMS: Valor eficaz do sinal

Meola, T., 2009, "Uma Metodologia Baseada em Análise Modal Operacional para Monitoramento de Fim de Vida de Ferramentas", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG

Resumo

Apesar de ter eficiência comprovada, o monitoramento indireto de processos de usinagem pela medição dos níveis de vibrações é muito dependente das condições de operação da máquina e dos níveis de vibração não correlacionados diretamente com o processo de usinagem, tais como vibrações de mancais por exemplo. Uma metodologia alternativa é a utilização de dinamômetros para a medição direta das forças de corte. Porém, devido às dimensões dos transdutores e dificuldades de montagem nem sempre é viável medi-las diretamente no processo produtivo. A estimativa indireta das forças de corte via medição das vibrações da máquina e utilização das técnicas clássicas de identificação de forças dinâmicas tem como inconveniente a dificuldade em se obter um modelo dinâmico confiável. Esta dificuldade se deve ao fato de que as características dinâmicas do sistema variam com a troca de ferramentas e posição do porta ferramentas. Visando minimizar estes problemas, neste trabalho é apresentada uma metodologia baseada na técnica de análise modal operacional (AMO) e método ERA (Algoritmo de Realização de Autosistemas) para fins de monitoramento das condições de ferramentas. A técnica de AMO foi usada para estimar, em condições de operação, um metamodelo modal a ser utilizado na identificação das forças via ERA. Para estudar a influência de diversos parâmetros na qualidade dos resultados de ajuste do metamodelo e identificação das forças, desenvolveu-se um modelo modal do porta ferramentas de um torno ROMI, a partir de um modelo de elementos finitos MEF. Posteriormente, a metodologia desenvolvida foi validada experimentalmente com bastante êxito num processo de torneamento, uma vez que os sintomas vibratórios estimados para seis arestas distintas apresentaram a mesma tendência com a evolução do desgaste e quebra das ferramentas.

Palavras Chave: Análise Modal Operacional, ERA, Identificação de forças, Monitoramento, Processo de Torneamento.

Meola, T., 2009, "A Methodology Based on Operational Modal Analysis for Tool Life Monitoring", Phd. These, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG

Abstract

The indirect monitoring of cutting process by vibration signals measurements has improved effectiveness, however it is very dependent on machine operating conditions and the vibration levels are not correlated directly with cutting process, like bearing vibrations for example. An alternative methodology is the use of dynamometers to measure cutting forces directly. However, due to transducers dimension and assembly difficulties, force measurements are not always feasible in a productive process. Indirect estimation of cutting forces by machine vibration measurements and classical techniques of dynamic forces identification have as drawback the difficult to get a reliable dynamic model. The dynamic system characteristics modify with tools changes and configuration of assemblage. To minimize these problems, this work presents a methodology based on operational modal analysis (OMA) technique and Eigensystem Realisation Algorithm (ERA) for tools condition monitoring in turning process. OMA technique was used to estimate, in operating conditions, a modal metamodel to be used at forces identification by means ERA. To study several parameters influence at quality results of fitting model and at forces identification a modal model of turning machine tool port was developed from a finite elements model. The methodology was experimentally validated with success in a turning process, since estimated efforts for six different tools presented the same tendency with wear tool evolution.

Keywords: Operational Modal Analysis, ERA, Forces Identification, Monitoring, Turning Process.

Capítulo I

Introdução

A automação da produção tem sido o foco de muitas pesquisas para melhorar a qualidade do produto e aumentar a produtividade (Khanchustambham et al, 1992). No entanto, o desenvolvimento de um sistema totalmente automatizado não pode ser realizado sem que métodos práticos e robustos sejam aplicados para critério de quantificação do desgaste da ferramenta (Choudhury et al, 1999).

A tendência crescente da evolução de máquinas, ferramentas e equipamentos voltados para usinagem está na utilização de sistemas de monitoramento e controle que interagem com a máquina, automatizando o processo e reduzindo de forma considerável os tempos improdutivos e os custos agregados (Machado et al, 2006).

Com isso, um fator muito importante nos processos de usinagem é o estado da ferramenta, uma vez que os custos adicionais, no que diz respeito a componentes danificados, máquina ferramenta quebrada e parada não prevista de máquinas, resultam do desgaste do seu desgaste (Dimla, 1999). Este, por sua vez, quando excessivo faz com que a ferramenta não resista, por exemplo, às forças de corte que podem levar à falhas catastróficas. Uma ferramenta é considerada levemente com falha quando não consegue produzir peças dentro dos padrões especificados, tais como, integridade dimensional, deterioração da qualidade do acabamento superficial ou uma combinação entre as duas.

Porém, a natureza complexa e estocástica do desgaste da ferramenta é um dos obstáculos em se obter a automatização da fabricação (Choudhury et al, 1999). Geralmente, a medição de desgastes é feita diretamente na ferramenta através de métodos ópticos adequados, havendo a necessidade da interrupção do processo, gerando assim tempos improdutivos (Weingaertner, 2005).

Atualmente, o monitoramento é, ao lado do gerenciamento de ferramentas e da otimização de parâmetros de corte, indispensável para a melhoria no desempenho dos processos de fabricação, garantindo duas funções complementares: (a) detectar as falhas de funcionamento da ferramenta utilizada na máquina (ferramenta lascada, quebrada ou com desgaste excessivo); (b) executar ações de prevenção (interrupção do avanço e da rotação) para proteger a ferramenta, a máquina e a peça contra colisões e/ou danos nos processos resultantes da falha detectada (Souza,

2004). Medições indiretas e metodologias que incluem força de corte e torque, ferramenta e resposta de vibração, pressão sonora e emissão acústica são estudadas por Kluft (1997) e Heyns (2007) como para fins de monitoramento da condição de ferramentas. Portanto, há várias maneiras de se prever o estado da ferramenta de corte, sendo elas: temperatura da ferramenta; forças de corte (estática e dinâmica); sinais de vibração; sinais de pressão sonora; sinais de emissão acústica; medições de ultra-som, qualidade do acabamento superficial da peça, dimensões da peça, entre outras.

Neste trabalho serão utilizados os sinais de vibração para determinação indireta das forças envolvidas no processo de corte e conseqüente monitoramento do estado das ferramentas, uma vez que são dois instrumentos altamente sensíveis à evolução do desgaste e da vida de ferramentas. Várias pesquisas envolvendo o monitoramento do estado de ferramentas foram realizadas com base nos dois parâmetros, vibração e força, utilizados neste trabalho.

O monitoramento do estado da ferramenta via análise de vibrações é um dos métodos bastante utilizado, uma vez que os sinais de vibração estão fortemente relacionados com desgaste, acabamento superficial e conseqüentemente com a força (Meola et al, 2003a e 2003b). Os *chatters* de vibrações da máquina ferramenta resultam do seu próprio mecanismo de excitação durante a geração do cavaco. Um dos modos estruturais de vibração do sistema ferramenta-peça é excitado através das forças iniciais de corte. Sendo assim, o aumento das vibrações provoca aumento nas forças de corte, agrava o acabamento superficial da peça e, principalmente, causa lascamento da ferramenta (Altintas, 2000).

Dimla (2000a), num artigo sobre revisão de métodos de monitoramento de desgaste, concluiu que os parâmetros mais utilizados são as forças de corte (estática e dinâmica) e assinatura de vibrações, uma vez que, o avanço e o aumento da tecnologia das instrumentações utilizadas para medições desses parâmetros, tornam-nos viáveis, práticos, com custo eficaz, robustos, fáceis de montar e com resposta temporal rápida para indicação de variações do sinal para monitoramento on line.

Segundo Dimla (1999), a aplicação e a interpretação da força de corte são bastante diversas com maiores esforços voltados para o estudo das características dinâmicas do sinal da força de usinagem e interpretação da sua relação com os níveis de desgaste. Isso se deve ao fato de a força se tornar importante nas condições da ferramenta desgastada, uma vez que o resultado de suas variações deve-se ao atrito entre o flanco da ferramenta e a peça. Comentam que as três componentes de força respondem de maneira diferente para várias formas de desgaste que ocorrem na ferramenta.

Já as vibrações, de acordo com Dimla (2000a), são produzidas por variações cíclicas nos componentes dinâmicos das forças de usinagem. Usualmente, esses movimentos vibratórios iniciam com pequenos *chatters* responsáveis por deformações descontínuas no acabamento superficial e por irregularidades na espessura do cavaco, progredindo posteriormente. As vibrações mecânicas geralmente resultam de movimentos periódicos. O caráter do sinal de vibração do processo de usinagem é tal que incorpora vários tipos de vibrações, livre, forçada, periódica e aleatória.

Dentre as técnicas de monitoramento a utilização dos sinais de vibração se destaca pelo fato do sistema de medição não ser intrusivo, a instrumentação ser relativamente barata e pelos resultados alcançados. A utilização da vibração mecânica para fins de monitoramento, tem levado a bons resultados para o monitoramento do desgaste no processo de furação (Meola et al, 2002), no processo de torneamento (Souza, 2004), no processo de fresamento (De Sousa et al, 1997).

Meola et al (2003a) estudaram o comportamento de parâmetros de vibração ao longo da vida de machos, tais como níveis de energia em bandas de frequência de 1/3 de oitava e parâmetros estatísticos como RMS, valor de pico, pico a pico, fator de crista e curtose. Os autores observaram alto valor de correlação entre os níveis de energia na banda centrada em 125 Hz e o desgaste e baixa correlação entre os parâmetros estatísticos e o desgaste da ferramenta.

Meola et al, (2003b) desenvolveram uma metodologia de análise de sinais baseada num filtro tempo-frequência para ajudar na identificação do sintoma vibratório a ser utilizado no monitoramento de processos de usinagem em geral. A metodologia foi aplicada no monitoramento da vida de brocas de metal duro, em processo de furação do ferro fundido GH190. Com a análise tempo-frequência foi possível determinar uma região do espectro correlacionada com o desgaste da ferramenta e outra correlacionada com a quebra das ferramentas.

Parâmetros de vibração e pressão sonora foram ajustados via Redes Neurais Artificiais do tipo backpropagation com objetivo de se determinar o melhor modelo para correlacionar os níveis vibroacústicos com a vida da ferramenta. Para se minimizar o número de parâmetros utilizados no treinamento da rede, foi estudada uma metodologia baseada em superfície de resposta com ajuste via Método dos Mínimos Quadrados de modelos lineares com relação aos parâmetros. Meola et al (2004) observaram que os níveis de pressão sonora em algumas bandas de 1/3 de oitava, a maioria de baixa frequência, estão correlacionados com o número de furos realizados pela ferramenta. O mesmo se deu para os níveis de vibração.

Choudhury et al, (1999), Sikdar (2002), Huang (1999), Huang (2006), Sarham (2001) desenvolveram modelos matemáticos relacionando sinais de força e parâmetros de corte com o desgaste da ferramenta, para fins de prever o desgaste. Obtiveram bastante sucesso nos modelos, comparados com valores experimentais de desgaste medidos.

Khanchustambham et al, (1992), aplicaram uma estrutura inteligente, rede neural feedforward, para realização de um monitoramento on line. Desenvolveram um modelo matemático para estabelecer a relação entre o sinal de força e o desgaste da ferramenta e a qualidade da peça. As forças preditas foram comparadas com as medidas para serem aplicadas no sistema de monitoramento. Por fim desenvolveram um critério passa não passa, utilizando-se valores limites com base em curvas “3 sigma” de força e acabamento superficial. O protótipo do sistema de monitoramento foi utilizado com sucesso, indicando a necessidade de se parar o processo devido à uma falha severa na ferramenta, ou seja, o valor de força saiu fora do limite de 3 sigma.

Em certas situações, as forças podem ser medidas diretamente com o auxílio de transdutores de força. Porém, devido às dimensões dos transdutores e dificuldades de montagem nem sempre é viável medir as forças de usinagem no processo produtivo para fins de monitoramento em tempo real. Nestes casos devem-se utilizar técnicas de identificação indireta.

A identificação indireta de forças busca estimar as forças excitadoras (entradas), a partir das respostas dinâmicas medidas da estrutura (saída) e de um modelo matemático do sistema. Diversos tipos de modelos podem ser empregados, tais como: um conjunto de funções de resposta em frequência (FRFs), funções de resposta ao impulso (FRIs), auto-soluções (frequências naturais, fatores de amortecimento modais, massas generalizadas e componentes de modos de vibração) ou ainda diversos tipos de modelos estruturais representados por matrizes de inércia, rigidez e amortecimento (Silva, 2000).

Através da FRF de um sistema e da resposta devido a uma excitação desconhecida, é possível identificar as forças de usinagem, via medição de sinais de vibração.

Há várias técnicas de identificação de forças nos domínios da frequência e do tempo. As técnicas no domínio da frequência buscam determinar os espectros de frequência das forças excitadoras, ao passo que as técnicas no domínio do tempo buscam caracterizar as variações das excitações externas em função do tempo.

Silva (2000) estudou em sua tese de doutorado a aplicação de três modelos de identificação de força no domínio do tempo, tais como, Método de Coordenadas Modais, Método baseado na Deconvolução no Domínio do Tempo e Método baseado no Modelo Estrutural inverso. Os

modelos foram aplicados num sistema de três graus de liberdade, verificando-se erros pequenos entre a força aplicada e as forças estimadas.

Paulino (2002a), com objetivo de identificar forças de impacto utilizou um método de identificação baseado na transformação inversa das respostas de vibração medidas em locais remotos. Foram realizadas simulações numéricas das ondas de propagação geradas por um impacto típico numa viga infinita e numa viga finita e os métodos de identificação foram aplicados num sistema real para serem validados, apresentando-se bastante eficazes.

Paulino (2002b) realizou a segunda parte do trabalho de identificação de forças de impacto, porém o método foi desenvolvido para identificação de várias forças de impacto simultâneas. Neste trabalho o autor desenvolveu uma metodologia original que permite isolar e identificar as forças de impacto geradas nos diferentes apoios de vigas multi-suportadas com folgas. O desempenho do método de identificação proposto foi validado através de ensaios experimentais.

Meola et al (2007) utilizaram os métodos de inversão direta da matriz de FRFs e o de deconvolução no domínio do tempo para identificação das forças de usinagem envolvidas no processo de torneamento de uma barra de aço ABNT 1045. Simultaneamente às medições de vibração, adquiriram as forças de avanço e corte utilizando-se um dinamômetro. Obtiveram resultados satisfatórios nas forças identificadas no domínio do tempo em regiões de ressonância da Função resposta em Frequência e no domínio da frequência em regiões de anti-ressonância.

A estimativa indireta das forças de corte via medição das vibrações da máquina e utilização das técnicas clássicas de identificação de forças dinâmicas tem como inconveniente a dificuldade em se obter um modelo dinâmico confiável. Esta dificuldade se deve ao fato de que as características dinâmicas do sistema variam com a troca de ferramentas e posição do porta ferramentas.

Neste trabalho propõe-se a utilização da técnica de Análise Modal Operacional (AMO) para estimativa do modelo modal do porta ferramentas de um torno, para ser utilizado na identificação das forças de usinagem via método de realização mínima (ERA – Algoritmo de Realização de Autosistemas).

Em análise modal operacional os parâmetros modais estruturais podem ser obtidos sem se conhecer a excitação (entrada) do sistema (Mohanty et al, 2004a). A estimativa clássica dos parâmetros modais de um sistema baseia-se nas medições das Funções Resposta em Frequência sob condições laboratoriais. Porém, em muitos casos as condições reais de operação podem diferir significativamente daquelas aplicadas durante o teste modal. Este problema é ainda maior quando apenas os dados de resposta são mensuráveis enquanto as condições de carga são

desconhecidas (Hermans et al,1999). Com isso, a análise modal operacional é uma ferramenta valiosa para analisar estruturas submetidas a uma excitação gerada pelo seu próprio processo de operação (Mohanty et al, 2004a).

Mohanty et al (2004a) propuseram uma técnica de identificação baseada no método modificado de Ibrahim incluindo frequências harmônicas conhecidas, uma vez que consideram que em muitos casos práticos as excitações harmônicas estão frequentemente presentes junto aos ruídos brancos. Os autores mencionam que se as excitações harmônicas estiverem próximas das frequências da estrutura, as técnicas padrões de identificação podem falhar. Portanto, identificaram os auto-valores, os auto-vetores e o amortecimento modal de uma placa de aço para excitações harmônicas próximas de suas frequências naturais.

Mohanty et al (2004b) também propuseram uma técnica de identificação baseada no método de Exponencial Complexo de Mínimos Quadrados modificado incluindo frequências harmônicas conhecidas. Os autores obtiveram bons resultados com o método proposto mais especificamente para os amortecimentos, o que faz o método modificado de Ibrahim apresentar melhor desempenho.

Brincker et al (2000b) automatizaram o método de identificação baseado na decomposição no domínio da frequência, incluindo desde a filtragem de modos operacionais até a identificação dos parâmetros modais do sistema.

Mucheroni e Cardoso (2004) utilizaram o método ERA para identificação de um modelo numérico de quatro graus de liberdade, utilizando os Parâmetros de Markov obtidos diretamente dos dados no domínio do tempo. Foram utilizadas pseudo-entradas aleatórias para identificação do sistema, uma vez que os autores desconhecem a priori a excitação do sistema.

Chen et al (2004) desenvolveram um método no domínio do tempo para identificar simultaneamente os parâmetros do sistema e o histórico temporal da excitação (entrada) utilizando-se apenas as medições da resposta (saída). O método proposto é baseado num procedimento de identificação iterativo consistindo da técnica de mínimos quadrados e um processo modificado entre cada passo iterativo. O método mostrou-se preciso na identificação dos parâmetros do sistema e do histórico temporal de força para medidas de saída sem ruído, porém na presença de ruído apenas o parâmetro de rigidez e a força foram identificados com precisão, os coeficientes de amortecimento somente são satisfatoriamente identificados na presença de pouco ruído.

Doebeling et al (1998) realizaram uma revisão de métodos para detectar, localizar e caracterizar falhas em estruturas e sistemas mecânicos através da investigação das variações de

respostas vibratórias medidas. Os autores estudam alguns métodos de identificação dos parâmetros modais (frequências naturais, modos de vibrar e amortecimento modal) os quais são funções das propriedades físicas da estrutura (massa, amortecimento e rigidez).

Min et al (2005) desenvolveram um método de identificação modal nos domínios do tempo e da frequência através da união da função de correlação cruzada e da estimativa convencional de parâmetros modais, dispondo apenas da saída do sistema. Os autores optaram pelo uso da função de correlação cruzada devido ao fato desta ser uma soma de funções exponencial complexas semelhante à função resposta ao impulso do sistema original. Ambas as técnicas foram aplicadas num modelo de aeronave, mostrando-se aptas para a extração dos parâmetros modais da estrutura em condições de operação.

Devriendt et al (2009) propuseram um método de análise modal operacional o qual utiliza funções de transmissibilidade para identificação de sistemas, na presença de componentes harmônicas.

1.1. Objetivo

Este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de uma metodologia baseada em análise modal operacional para monitoramento do fim de vida de ferramentas no processo de torneamento, via identificação de forças de usinagem.

1.2. Descrição do Trabalho

Nos Capítulos II, III e IV serão, respectivamente, discutidos fundamentos de Usinagem, Análise Modal Clássica e Análise Modal Operacional e identificação de forças.

O Capítulo V refere-se à metodologia desenvolvida neste trabalho. No Capítulo VI serão apresentados os resultados das simulações realizadas para o modelo modal do porta-ferramentas do torno, desenvolvido a partir do modelo de elementos finitos. Por fim, nos Capítulos VII e VIII serão mostrados e discutidos os resultados experimentais, e as conclusões com possíveis trabalhos futuros, respectivamente.

Capítulo II

Fundamentos de Usinagem

Neste capítulo será realizada uma breve revisão sobre forças de usinagem e os fatores que as influenciam, bem como desgastes, avarias e fim de vida da ferramenta de corte. Esta revisão deve-se ao fato deste trabalho utilizar a estimativa das forças de usinagem para monitoramento do fim de vida de ferramentas do processo de torneamento.

2.1. Variáveis Envolvidas no Processo de Usinagem

Dentre as variáveis envolvidas no processo de corte com formação de cavaco, existem aquelas sobre as quais se pode intervir (variáveis independentes de entrada) e aquelas as quais não se pode (variáveis dependentes de saída), já que sofrem influência da mudança nas variáveis de entrada (Souza, 2004).

Uma maneira de controlar o processo de usinagem é atuar diretamente nestas variáveis (independentes) e mensurar seu efeito através da medida de variáveis dependentes de saída. As condições ideais para um determinado processo de usinagem podem ser determinadas com um melhor aproveitamento da ferramenta de corte e uma melhor taxa de remoção de material.

As características extraídas dos sinais de força, vibração e emissão acústica geradas no processo podem ser consideradas variáveis dependentes, uma vez que sofrem modificações com o tipo de operação, condições de usinagem, materiais e estado da ferramenta (Souza, 2004).

A Figura 2.1 resume as relações entrada/saída associadas com o processo de torneamento.

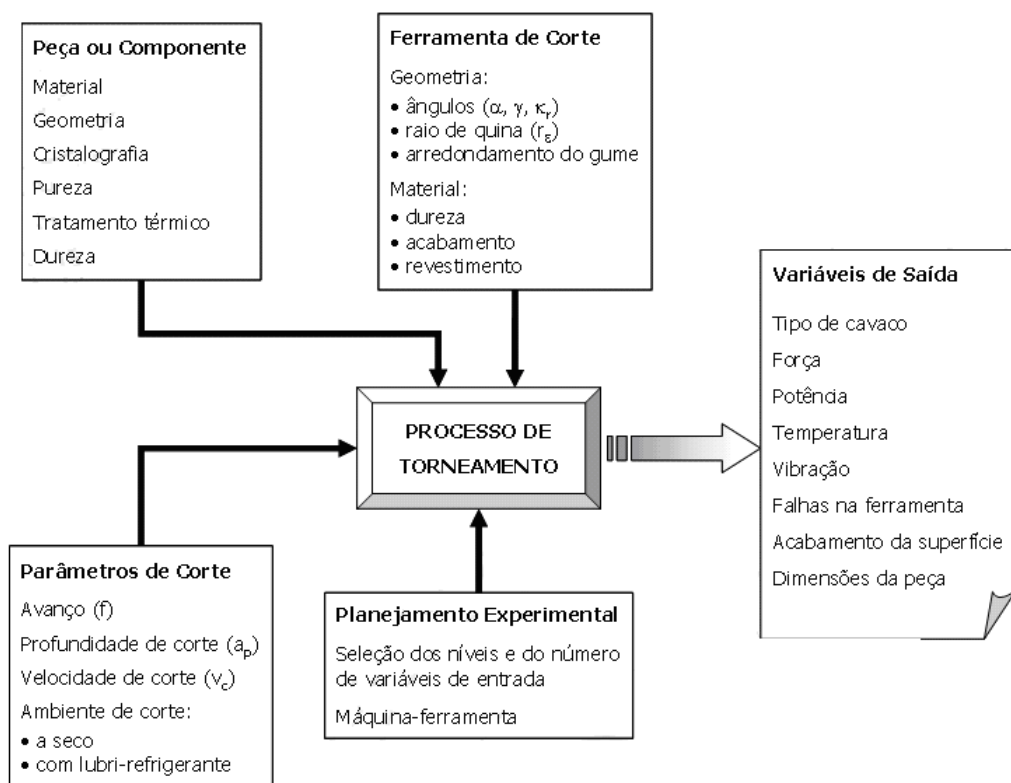


Figura 2.1. Relações de entrada e saída em torneamento (Souza, 2004).

2.2. Força de Usinagem

O conhecimento da força de usinagem e o estudo do comportamento de suas componentes são de grande importância, não somente porque a potência requerida para executar o corte pode ser estimada, mas também, porque ela deve ser considerada nos projetos das máquinas ferramentas e de seus elementos. Ela pode ser responsável direta pelo colapso da ferramenta de corte por deformação plástica da aresta, além de influenciar no desenvolvimento de outros mecanismos e processos de desgaste (Machado et al, 2009). A medição da força de usinagem mostra-se eficaz na detecção de falhas transitórias na aresta da ferramenta. Em geral, uma mudança brusca no nível de amplitude do sinal das componentes da força de usinagem indica lascamento ou quebra na ferramenta (Souza, 2004).

A força de usinagem é decomposta ortogonalmente em três componentes de acordo com as considerações tecnológicas e físicas da formação do cavaco (Ferraesi, 1977). Na Figura 2.2 está mostrada uma ilustração das componentes de força de usinagem. A componente F_c na direção de corte é a força de corte, a componente F_f na direção do avanço é a força de avanço e a componente F_r na direção da profundidade de corte é a força passiva.

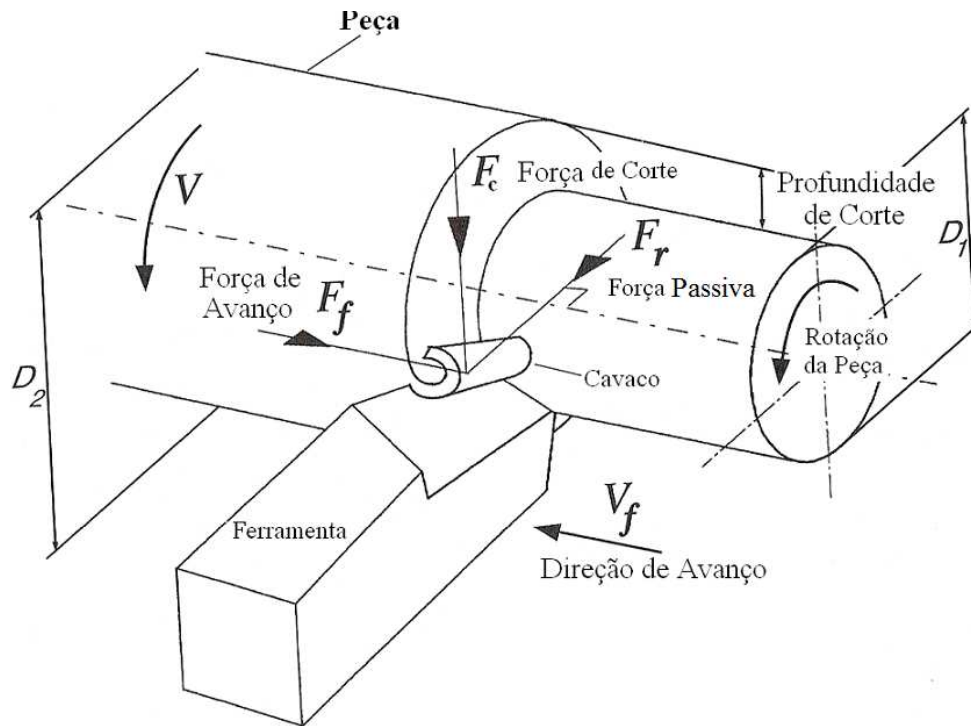


Figura 2.2. Geometria do processo de torneamento (Altintas, 2000).

Sendo assim, a força de usinagem pode ser determinada de acordo com a Equação 2.1.

$$F = \sqrt{F_c^2 + F_f^2 + F_r^2} \quad (2.1)$$

2.2.1. Fatores que Influenciam a Força de Usinagem.

A força de usinagem é totalmente dependente da resistência ao escoamento no cisalhamento do material nas zonas de cisalhamento primária e secundária (Figura 2.3) e do tamanho destas áreas de cisalhamento (Machado et al, 2009).

Em condições de aderência na interface cavaco-ferramenta, onde se verifica total união por ligações atômicas entre as superfícies em contato, a resistência ao escorregamento é igual à resistência ao cisalhamento do material menos resistente (geralmente o cavaco), o que leva a conclusão que a força de usinagem é grande nestas condições (Machado et al, 2009).

Em condições de escorregamento no plano de cisalhamento secundário, a área de contato é bem menor. A resistência ao movimento do material na interface é composta apenas pelos picos de contato, o que faz reduzir a força de usinagem efetivamente (Machado et al, 2009).

Logo, a força de usinagem é dependente de dois fatores principais:

- Áreas dos planos de cisalhamento primário e secundário;
- Resistência ao cisalhamento do material da peça, nos planos de cisalhamento primário e secundário.

Qualquer parâmetro pode ser analisado com base nos seus efeitos sobre estes dois fatores principais (Machado et al, 2009).

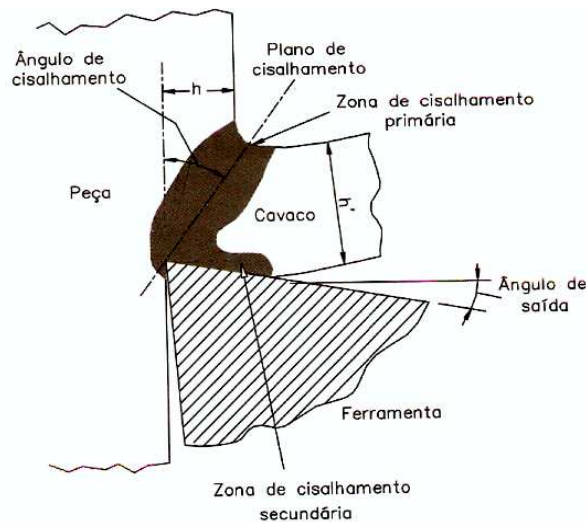


Figura 2.3. Zonas de cisalhamento primária e secundária (Machado et al, 2009).

A usinagem de um metal usando parâmetros de corte (velocidade de corte - V_c , avanço - f , e profundidade de corte - a_p) definidos, meio lubri-refrigerante específico e ferramenta de corte determinada (material e geometria), geram forças, energia e potência de usinagem (Souza, 2004).

Segundo Trent (1991), há dois esforços importantes que agem na ferramenta, durante o processo de torneamento:

1) A força de corte que age na ferramenta com um ângulo de saída pequeno, causa uma tensão na área de contato, na superfície de saída, a qual tem característica altamente compressiva. O valor médio desta tensão é determinado através da divisão da força de corte (F_c) pela área de contato. Quando usinados metais puros, as forças elevadas são um resultado indireto da área de contato grande, e a tensão média na ferramenta é relativamente baixa, comparada com a causada pela usinagem de um metal ligado.

2) A força de avanço (F_f) causa uma tensão de cisalhamento sobre a área de contato da ferramenta, na superfície de saída. O valor médio desta tensão é igual a F_f dividida pela área de contato. Sendo a F_f normalmente menor do que a F_c , a tensão de cisalhamento é menor do que a

tensão de compressão que age na mesma área. Frequentemente, a tensão média de cisalhamento é de 30% a 60% da tensão média de compressão.

Quando uma superfície desgastada é gerada na superfície de folga da ferramenta (desgaste de flanco) ambas as tensões, de cisalhamento e de compressão, atuam nesta superfície. Apesar de a área de contato no flanco ser ocasionalmente bem definida, é muito difícil de se obter os valores de força que atuam sobre ela, e não há estimativas confiáveis para a tensão na superfície de flanco desgastada (Trent, 1991).

Os principais parâmetros que influenciam a força de usinagem são:

Velocidade de corte:

A Figura 2.4 apresenta a variação da força de corte com a velocidade de corte para alguns materiais.

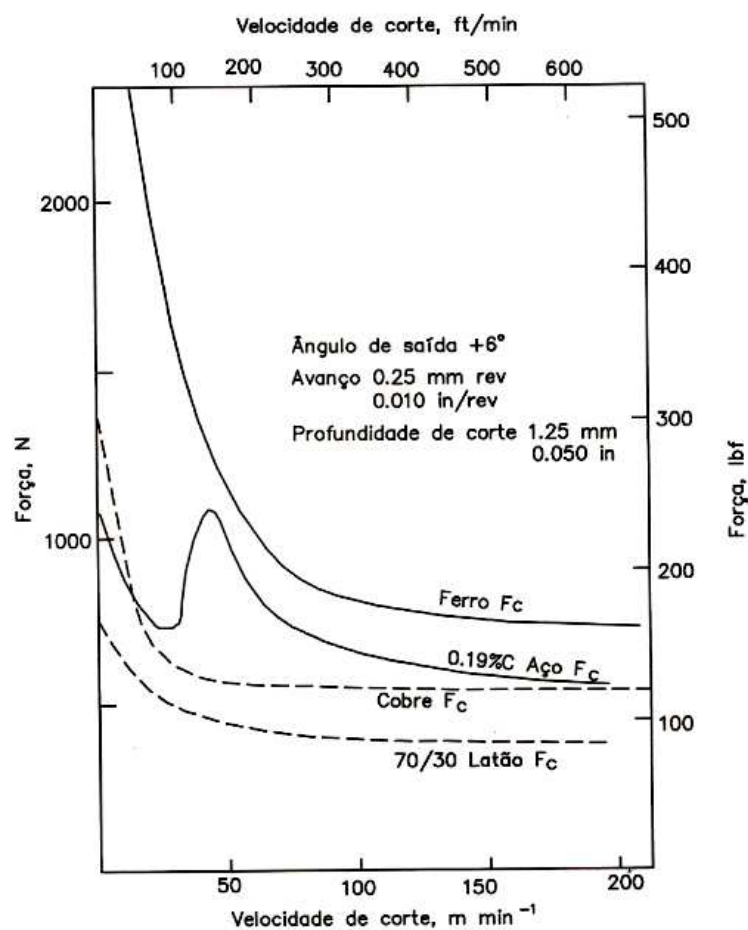


Figura 2.4. Influência da velocidade de corte na força de usinagem (Trent, 1991).

De acordo com a análise da Figura 2.4, infere-se que para os materiais que contêm segunda fase, caso dos aços, na faixa de velocidade onde a APC (aresta postiça de corte) se faz presente, observa-se um comportamento da força de usinagem bem característico. Inicialmente, para velocidades bem pequenas, a APC ainda está ausente e a tendência é a redução da força com o aumento da velocidade, devido ao aumento da geração de calor. Com o aparecimento da APC, a força de corte diminui imediatamente porque o ângulo de saída efetivo aumenta e a área do plano de cisalhamento secundário diminui. Na medida em que a velocidade de corte aumenta, as dimensões da APC também aumentam até um valor máximo, conseqüentemente a força de corte atinge um valor mínimo. O aumento da velocidade de corte além deste ponto faz com que a APC seja reduzida nas suas dimensões e entre no regime estável, aumentando a força até o ponto de velocidade crítica, em que a APC não se apresenta mais. A partir deste ponto, pela maior geração de calor e conseqüente redução da resistência ao cisalhamento do material nas zonas de cisalhamento, e pela ligeira redução com o aumento da velocidade de corte, notando-se que para valores bem altos de velocidades de corte, que são aqueles normalmente encontrados na indústria, o comportamento da força se torna praticamente constante (Machado et al, 2009).

Avanço e Profundidade de Corte:

O aumento destes dois fatores, por aumentar diretamente as áreas dos planos de cisalhamento primário e secundário, causa um acréscimo da força de usinagem, numa proporção direta, quase que linear (Machado et al, 2009).

Material da Peça:

Quando materiais como aço, níquel, cobre, alumínio, entre outros são usinados, as forças de usinagem são mais altas, uma vez que a área de contato na superfície de saída é muito grande. Sendo assim, o plano de cisalhamento é pequeno e muito espesso e há uma maior resistência na movimentação do cavaco em baixa velocidade. Portanto, a área de contato maior está provavelmente associada à alta ductilidade destes metais (Trent, 1991).

Material da Ferramenta:

A escolha do material da ferramenta adequado é um dos fatores decisivos que influenciam na forças de corte. A finalidade química do material da ferramenta com o material da peça pode atuar principalmente, na área da secção de corte. Se a tendência for promover uma zona de aderência estável e forte, a força de usinagem poderá ser aumentada. Se a tendência for diminuir o atrito na interface evitando as fortes ligações de aderência, a área da secção de corte poderá ser reduzida, diminuindo a força de usinagem (Machado et al, 2009).

Geometria da Ferramenta:

O ângulo mais influente é o de saída. Uma redução deste ângulo tende a aumentar a área de contato cavaco-ferramenta e impor uma maior restrição ao escorregamento do cavaco sobre a superfície de saída, aumentando a força de usinagem (Machado et al, 2009).

Segundo Trent (1991), a redução das forças de corte através da restrição da área de contato utilizando-se uma ferramenta com ângulo de saída menor, é uma técnica muito útil, porém em alguns casos esta prática pode desgastar a ferramenta.

Outro ângulo que afeta a força de usinagem é o de posição. Com o seu aumento, desde que o ângulo de posição lateral não se altere, a força de usinagem diminui ligeiramente (Machado et al, 2009).

Estado de Afiação da Ferramenta:

O desgaste da ferramenta de corte pode alterar a geometria da ferramenta, porém o efeito maior é devido ao aumento da área de contato com o cavaco e/ou com a peça, com o crescimento do desgaste da cratera e de flanco, respectivamente (Machado et al, 2009).

Uso de Fluido de corte:

O uso de fluido de corte, com a ação lubrificante, reduz a área de contato cavaco-ferramenta e diminui a força de usinagem. Entretanto, quando prevalece uma ação refrigerante, o fluido de corte pode aumentar a força de usinagem, por promover um aumento da resistência ao

cisalhamento do material nas zonas de cisalhamento, pela redução da temperatura (Machado et al, 2009).

2.3. Monitoramento da Força de Usinagem

Segundo Dimla (2000a), existem sistemas de monitoramento da condição da ferramenta baseados em força que operam independente dos níveis absolutos de força, medindo-se a variação relativa da força que ocorre quando uma ferramenta nova se desgasta ou quando ela quebra. Experimentos mostram que as três componentes de força respondem diferentemente para as várias formas de desgaste da ferramenta. Por exemplo, a força de avanço F_f é insensível ao desgaste de cratera, enquanto que a força passiva F_p pode ser mais influenciada do que a força principal de corte F_c .

De acordo com König e Klocke (1997) o desgaste de cratera tende a diminuir as componentes de força devido ao ângulo de saída positivo. O que não ocorre para o desgaste de flanco, em que as forças aumentam com sua evolução devido ao aumento da área de contato entre a peça e o flanco.

Alguns autores utilizam componentes de força normalizadas para eliminar a influência das variações das condições de corte, ferramentas e materiais das peças nos sinais (Souza, 2004). As normalizações utilizadas são:

- Normalização da força de avanço pela força de usinagem: $\frac{F_f}{F}$
- Normalização da força radial pela força de usinagem: $\frac{F_r}{F}$
- Normalização da força de corte pela força de usinagem: $\frac{F_c}{F}$
- Normalização da força de avanço pela força de corte: $\frac{F_f}{F_c}$
- Normalização da força radial pela força de corte: $\frac{F_r}{F_c}$
- Normalização da resultante das forças de avanço e radial pela força de corte: $\frac{\sqrt{F_f^2 + F_r^2}}{F_c}$.

Os sinais do processo de usinagem geralmente são não estacionários devido à não linearidade do processo e da não homogeneidade da peça. Segundo Dimla (2000b) a força estática pode ser obtida pela Equação 2.2.

$$\bar{F} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N F_i(t_i) \quad (2.2)$$

Conhecendo-se a força estática, pode-se obter a força dinâmica por meio da Equação 2.3.

$$F_d = F_i - \bar{F} \quad (2.3)$$

onde F_i é a força amostrada para o i -ésimo ponto.

Dimla (2000b) observou que a força estática aumenta com o aumento do desgaste, devido a uma ascendência das forças de corte e de avanço. A relação entre a força estática e o desgaste analisada pelo autor mostrou uma tendência de aumento nas três componentes, verificando que para um desgaste de flanco de 0,15 mm a força de usinagem aumentou 200 %. Com relação à força dinâmica, esta também se mostrou bastante sensível ao desgaste, em especial a força de corte.

2.4. Desgastes e Avarias da Ferramenta

As ferramentas de corte podem ser usadas apenas quando suas arestas produzem partes com acabamentos superficiais específicos e tolerâncias dimensionais. Quando a aresta de corte perde qualidade devido à quebra ou desgaste da ferramenta, esta chega ao limite de sua vida e deve ser trocada por uma nova (Altintas, 2000).

Há três tipos de destruição da ferramenta de corte na usinagem: avaria, deformação plástica e desgaste. A avaria e o desgaste causam perda de massa da ferramenta, ao passo que a deformação plástica causa deslocamento de massa, todos provocando mudança na geometria da ferramenta de corte.

Em geral, os desgastes se apresentam como falhas contínuas, isto é, possuem comportamento determinístico (podem ser modelados matematicamente) ao longo de sua progressão até a deterioração completa da ferramenta. Isto permite um controle maior da vida. Por outro lado, as avarias (ou fraturas) são falhas transitórias que ocorrem aleatoriamente (não

podem ser descritas por uma função matemática explícita), levam a ferramenta ao colapso (quebra total) e freqüentemente são detectadas somente após o ocorrido. No lascamento da aresta, a superfície usinada pode ficar bastante danificada sem falar na quebra, que pode acarretar danos irreversíveis à peça (Souza, 2004).

Avaria

A avaria é o processo de destruição da ferramenta de corte que ocorre de maneira repentina e inesperada, causado pela quebra, lasca ou trinca da ferramenta de corte. A quebra e a lasca levam à perda de uma quantidade considerável de material da ferramenta de corte instantaneamente, enquanto a trinca promove a abertura de uma fenda no corpo da ferramenta de corte (Machado et al, 2009).

As avarias da ferramenta podem ser de origem térmica ou de origem mecânica na entrada ou na saída da ferramenta na peça. As avarias de origem térmica ocorrem durante o corte interrompido, em que o dente da ferramenta de corte experimenta uma fase ativa (corte), período em que há formação de cavaco e conseqüente aquecimento da ferramenta e uma fase inativa (sem corte), período em que não há formação de cavaco e ocorre o resfriamento da ferramenta. Neste tipo de corte as temperaturas flutuam ciclicamente provocando aparecimento de trincas térmicas. As avarias de origem mecânica podem ocorrer devido aos choques mecânicos durante a entrada da aresta de corte na peça ou durante sua saída da peça (Machado et al, 2009).

Deformação Plástica

A deformação plástica ocorre por cisalhamento devido às altas tensões atuantes nas superfícies das ferramentas de corte. Em casos extremos leva à total destruição da cunha cortante. É comum ocorrer em ferramentas com baixa resistência ao cisalhamento e com maior tenacidade, como o aço rápido, as ligas fundidas e o metal duro (Machado et al, 2009).

Desgaste

O desgaste é definido como a mudança da forma original da ferramenta durante o corte, resultando em perda gradual de material (Machado et al, 2009).

A Figura 2.6 apresenta uma padronização típica de desgastes de ferramentas de metal-duro. O desgaste de cratera na face, a marca de desgaste no flanco e o entalhe são os desgastes típicos (Souza, 2004).

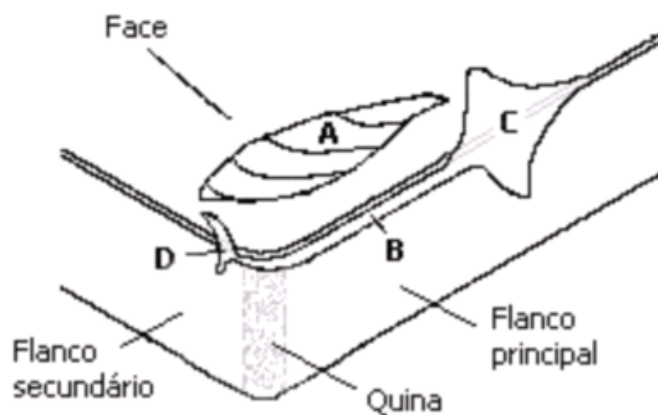


Figura 2.5. Tipos de desgaste da ferramenta de corte: (A) desgaste de cratera; (B) desgaste de flanco; (C) e (D) entalhe (Souza, 2004)

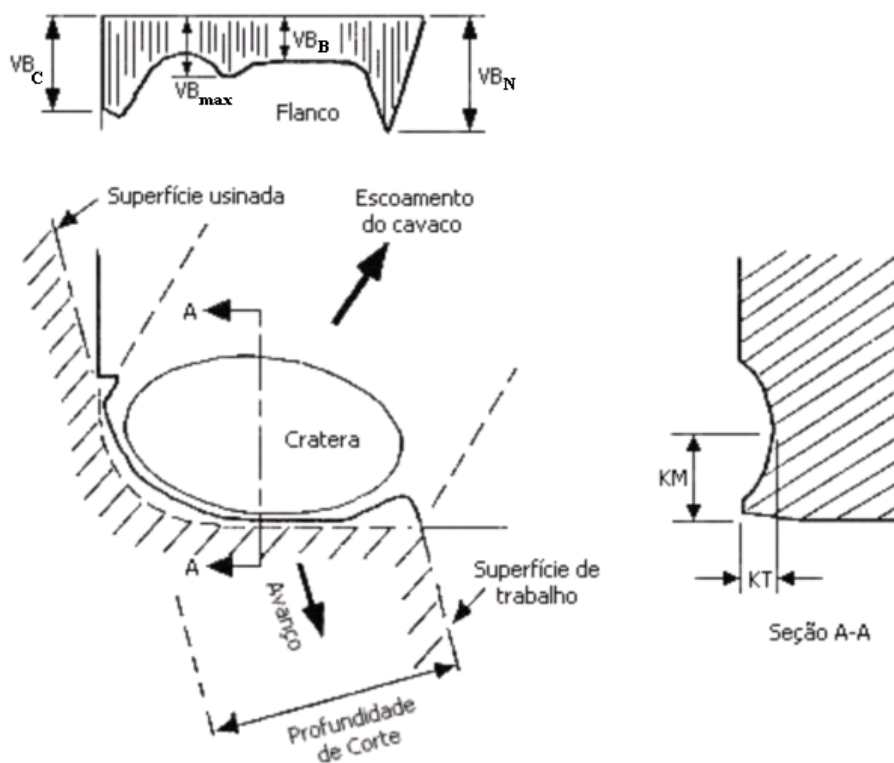


Figura 2.6. Padrão de desgaste para uma ferramenta de metal-duro (Souza, 2004)

O desgaste de cratera ocorre na área de contato cavaco-ferramenta, onde a ferramenta é submetida a uma força de atrito da movimentação do cavaco sob cargas elevadas e altas temperaturas. Em velocidades altas as temperaturas na superfície de saída da ferramenta são elevadas. Nestas temperaturas os átomos na ferramenta difundem com movimentação do cavaco, causando o desgaste de cratera. Este tipo de desgaste pode ser minimizado utilizando-se ferramentas de material que tenha pouca afinidade com o material da peça em termos de difusão, ferramentas revestidas e lubrificantes (Altintas, 2000).

O desgaste de flanco é causado pelo atrito entre a superfície de flanco (superfície de folga primária) da ferramenta e a superfície da peça usinada. Na área de contato flanco da ferramenta-peça, as partículas da ferramenta aderem-se à superfície da peça e são periodicamente cisalhadas. A adesão dos materiais da ferramenta e da peça aumenta em altas temperaturas. O desgaste de flanco pode ser causado, também por mecanismo de abrasão, que ocorre quando inclusões rígidas do material de trabalho ou partículas da ferramenta arranham o flanco e a superfície da ferramenta, por meio de suas movimentações através da área de contato. Apesar dos mecanismos de adesão e abrasão serem predominantes no desgaste de flanco, algum desgaste por difusão também ocorre (Altintas, 2000).

O desgaste de cratera se manifesta sob a forma de cavidade na face da ferramenta. O desenvolvimento deste tipo de desgaste está diretamente ligado à temperatura e à pressão de corte. Ao contrário do desgaste de flanco, o desgaste de cratera não influencia na rugosidade ou na tolerância, mas sim na geometria do ângulo de saída e no comprimento de contato cavaco-ferramenta. Ele pode, em condições térmicas inadequadas e para alguns tipos de materiais (peça), resultar em fraturas na ferramenta devido à fragilidade da aresta. A profundidade de cratera “KT” entre 0,05 e 0,1 mm é geralmente usada como critério de fim de vida. Talvez o principal inconveniente de “KT” esteja na dificuldade de sua quantificação (Souza, 2004).

Souza (2004) cita que no flanco mede-se a largura da marca de desgaste (VB), sendo: VB_b o desgaste médio de flanco; $VB_{máx}$ o desgaste máximo de flanco; VB_N o desgaste de entalhe na aresta principal; VB_C o desgaste de entalhe na aresta secundária. Na face mede-se a profundidade da cratera (KT) e a distância do centro desta a aresta (KM).

No artigo de monitoramento *on line* da condição de ferramentas de corte, processo de torneamento do aço EN24 com as ferramentas P15 e P25, Dimla e Lister (2000c) observaram que o maior indicativo de falha iminente é o aumento repentino do desgaste da ponta da ferramenta. Afirmam que, geralmente, quando este desgaste chega a 0,2 mm, corre-se o risco de

catástrofe. Este nível de desgaste foi também aplicado como valor limite para o comprimento do desgaste de flanco. Já o desgaste de entalhe aumentou constantemente na parte inicial dos testes, mantendo-se praticamente o mesmo para o restante da vida da ferramenta.

Há vários mecanismos de desgaste que podem ocorrer simultaneamente ou um deles com uma maior predominância. São classificados como abrasão, adesão, difusão e oxidação.

Mecanismo de Abrasão

A abrasão ocorre quando partículas duras, provenientes da peça, removem pequenas partículas do material da ferramenta. As partículas ficam presas entre a ferramenta e a peça, ou cavaco, causando um desgaste adicional por abrasão (Altintas, 2000).

Quando a abrasão é a principal causa do desgaste de flanco, os padrões de desgaste são relativamente uniformes e fáceis de mensurar. Por exemplo, o tempo necessário para que a largura média da marca de desgaste de flanco (VB_B) atinja 0,3 mm é um padrão usual de fim de vida, embora esta abordagem esteja mais ligada às falhas na ferramenta que propriamente aos problemas de acabamento e/ou tolerância da peça (Souza, 2004).

Mecanismo de Adesão

Quando há uma movimentação relativa entre dois corpos que estão sob cargas normais, fragmentos do material mais mole (peça) aderem à ferramenta de material mais duro. O material aderido é instável e se separa da ferramenta de corte arrancando pequenos fragmentos de material (Altintas, 2000).

Quando lascamentos gerados por adesão ou solicitações mecânicas e/ou térmicas são a causa do desgaste de flanco, o padrão é geralmente irregular, resultante principalmente da usinagem de materiais de difícil corte. Neste caso, “ VB_B ” não mais determina a vida. Recomenda-se que seja considerada a largura máxima da marca de desgaste de flanco ($VB_{máx}$). A zona onde “ $VB_{máx}$ ” ocorre pode fornecer informações úteis sobre o mecanismo de desgaste e como ele pode ser reduzido. Em geral, para caracterizar fim de vida, o valor de VB_{Max} de 0,6 mm deve ser adotado (Souza, 2004).

Mecanismo de Difusão

Quando as temperaturas da ferramenta e da peça aumentam nas zonas de contato, os átomos de um material migram para o outro de menor concentração. O progresso da difusão do material da ferramenta no cavaco provoca o desgaste gradual da aresta de corte e o lascamento repentino ou quebra da ferramenta (Altintas, 2000).

Mecanismo de Oxidação

Os átomos do material da ferramenta de corte e/ou da peça formam novas moléculas nas margens do contato onde a área está exposta ao ar. O Tungstênio e Cobalto presentes na ferramenta são oxidados próximos à superfície peça-flanco da ferramenta, causando o chamado desgaste de entalhe da ferramenta.

2.5. Vida da Ferramenta

A vida de uma ferramenta pode ser definida como sendo o tempo em que a mesma trabalha efetivamente, sem perder a capacidade de corte, dentro de um critério previamente estabelecido. Em outras palavras, a ferramenta trabalhando em condições normais de corte é usada até que o seu desgaste, previamente fixado, seja tal que exija a sua substituição (Souza, 2004). Assim, a ferramenta deve ser substituída quando se observar:

- Valores elevados de desgastes podendo levar à quebra da ferramenta.
- Temperaturas excessivas atingidas pela ferramenta.
- As tolerâncias dimensionais fogem do controle.
- Acabamento superficial deixa de ser satisfatório.
- As componentes da força de usinagem aumentam excessivamente.

Souza (2004) cita que valores médios e máximos da marca de desgaste de flanco indicados pela norma ISO 3685, respectivamente $VB_B = 0,3 \text{ mm}$ e $VB_{\text{máx}} = 0,6 \text{ mm}$, são para ensaios de fim de vida. Industrialmente, tais parâmetros podem assumir valores diferentes, pois dependem das condições de trabalho de cada empresa. A prática utilizada é trabalhar com a ferramenta até que as peças produzidas saiam das especificações de tolerância dimensional e acabamento superficial ditadas pelo projeto.

Os principais problemas relacionados à fixação de um determinado valor-limite de desgaste para o fim de vida estão associados com o tipo de operação (Souza, 2004):

- Em operações de desbaste (onde se toleram altos valores de desgaste), por temer que a ferramenta quebre, costuma-se trocar a ferramenta bem antes, com valores de desgaste bastante inferiores àqueles que poderiam provocar tal avaria.
- Em operações de acabamento é relativamente simples detectar quando as dimensões da peça saem das faixas de tolerâncias projetadas (desgastes na ferramenta). Em geral, utiliza-se um calibrador passa-não-passa ou algum outro instrumento e procede-se a medição por amostragem. Neste caso, não é necessário trocar a ferramenta imediatamente, pois ainda é possível corrigir a posição da ferramenta e continuar a usinagem com a mesma aresta (compensação de desgastes em máquinas com CNC).

Da mesma forma que diversos fatores influenciam os mecanismos de desgaste na ferramenta, vale salientar que diferentes variáveis influenciam direta ou indiretamente no tempo de vida de uma ferramenta (Souza, 2004):

- Peça: natureza do material; composição química; processo de fabricação; tratamento térmico; propriedades físicas, químicas e mecânicas; microestrutura; dimensões e forma.
- Ferramenta: tipo de material; geometria; composição; propriedades químicas, físicas e mecânicas; largura da marca de desgaste de flanco (critério de fim de vida).
- Máquina: tipo; rigidez; velocidade de corte (parâmetro mais significativo), avanço e profundidade de corte; área de seção de corte; forma da seção de corte; meio lubri-refrigerante (tipo, propriedades lubrificantes, forma de aplicação etc.).

A vida da ferramenta é evidentemente influenciada pelas dimensões do corte. Como regra geral, a combinação de uma profundidade de corte (a_p) máxima possível e de um grande avanço (f) com uma baixa velocidade de corte (V_c) determina uma alta taxa de remoção de material durante uma dada vida da ferramenta. A aplicação desta regra é bastante vantajosa na usinagem de desbaste de peças estáveis em máquinas rígidas, que permitem operações de corte pesadas. Os limites de aplicação desta regra são dados pela progressiva piora do aspecto da superfície usinada e pelo aumento das forças atuantes na ferramenta, na peça e na máquina. No limite há, pois, problemas de qualidade de acabamento, dificuldade de sujeição da peça que escorrega na placa, empenamento da peça, quebra da ferramenta, deformações elásticas na máquina-ferramenta, entre outros (Souza, 2004).

Capítulo III

Análise Modal Clássica

Neste capítulo será realizada uma revisão sobre os fundamentos de Análise Modal e o Método de Identificação Modal ERA, o qual foi uma ferramenta bastante utilizada neste trabalho.

3.1. Fundamentos de Análise Modal

A Análise Modal é primeiramente uma ferramenta para obtenção de modelos confiáveis para representar as dinâmicas estruturais. Em geral, as aplicações da Análise Modal cobrem um amplo leque de objetivos, tais como: identificação e avaliação de fenômenos vibratórios; validação, correção e atualização de modelos dinâmicos analíticos; desenvolvimento de modelos dinâmicos experimentalmente; estimativa da integridade do modelo, modificação estrutural e detecção de falha; modelo de integração com outras áreas de dinâmicas, tais como acústica, fadiga, etc.; estabelecimento de critérios e especificações para projeto, teste, qualificação e certificação. Em suma, a Análise Modal visa desenvolver modelos dinâmicos que podem ser usados com confiança em várias análises (Maia e Silva, 1997).

Neste trabalho a Análise Modal será aplicada para fins de identificação dos parâmetros modais e estimativa dos esforços de usinagem envolvidos no processo de torneamento.

Segundo Nunes (2006), a Análise Modal convencional empregada para investigar o comportamento dinâmico de uma estrutura é sustentada em três hipóteses básicas:

- Linearidade do comportamento dinâmico: a resposta da estrutura para uma combinação de forças aplicadas simultaneamente é equivalente à soma das respostas de cada força atuando individualmente;
- Invariância no tempo: os parâmetros físicos da estrutura são constantes;
- Observabilidade: a relação entrada/saída medida contém informações suficientes para determinar o comportamento dinâmico do modelo.

Estruturas lineares contínuas geralmente atendem estes requisitos e podem ser representadas por modelos matemáticos lineares obtidos a partir da discretização da estrutura em elementos conectados entre si por um número finito de pontos denominados nós do modelo. A interação

entre as forças dos vários elementos que constitui a estrutura é representada por forças resultantes dos momentos de flexão, torção e esforços de tração atuando nesses nós (Nunes, apud Przemieniecki, 2006).

Cada equação de equilíbrio associada às forças descreve o movimento de um grau de liberdade da estrutura discretizada e o resultado é um conjunto de equações acopladas. Se uma estrutura, que pode ser idealizada dessa forma, é excitada com um dado carregamento e a resposta e a própria força são medidas simultaneamente, então os parâmetros modais podem ser estimados a partir das relações entrada-saída, denominadas Funções de Resposta em Frequência, FRF(s) ou suas equivalentes no domínio do tempo, denominadas Funções de Resposta ao Impulso, FRI(s) (Nunes, apud Juang e Pappa, 2006).

Na prática, embora poucas estruturas possam ser realmente modeladas por um sistema de um grau de liberdade (g.d.l), as propriedades de tal sistema são muito importantes, pois um sistema complexo de múltiplos g.d.l. pode ser representado como uma superposição linear de vários sistemas de um g.d.l. (Maia e Silva, 1997). Todas as propriedades dos sistemas mecânicos estão distribuídas no espaço. São elas, massa, rigidez e amortecimento, responsáveis pelas forças de inércia, elástica e dissipativa, respectivamente.

O modelo básico para um sistema de um g.d.l. está mostrado na Figura 3.1, onde $f(t)$ e $x(t)$ são as quantidades de força e resposta de deslocamento variantes no tempo, respectivamente. O modelo espacial consiste de uma massa (m), uma mola (k) e um amortecimento viscoso (c) ou estrutural (η).

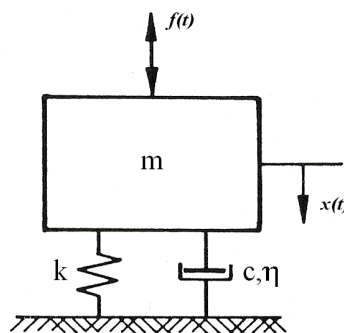


Figura 3.1. Sistema de um grau de liberdade (Ewins,1986).

Sistema Não Amortecido

Para o modelo modal, as propriedades do sistema são consideradas sem força externa, com $f(t) = 0$ e para este caso, a equação do movimento é dada por:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (3.1)$$

A solução homogênea $x(t) = xe^{i\omega t}$ leva a $(k - \omega^2 m) = 0$. Com isso, o modelo modal consiste de uma solução simples (modo de vibrar) com uma frequência natural ω_n dada por $\sqrt{\frac{k}{m}}$ (Ewins, 1986).

Considerando uma excitação da forma $f(t) = Fe^{i\omega t}$ e assumindo a solução da forma $x(t) = Xe^{i\omega t}$, onde X e F são complexos para acomodar ambas as informações de amplitude e fase, a equação do movimento é dada por:

$$(k - \omega^2 m)Xe^{i\omega t} = Fe^{i\omega t} \quad (3.2)$$

da qual é extraído o modelo de resposta requerido na forma de uma Função de Resposta em Frequência (FRF):

$$\frac{X}{F} = \frac{1}{k - \omega^2 m} = \alpha(\omega), \text{ "Receptância" do sistema} \quad (3.3)$$

Note que a função da Equação 3.3, bem como as outras versões de FRFs são independentes da excitação.

Sistema com Amortecimento Viscoso

Se for acrescentado um amortecimento viscoso c , a equação do movimento para vibração livre é dada por:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (3.4)$$

Neste caso deve ser utilizada uma equação mais geral:

$$x(t) = X e^{st} \quad (3.5)$$

onde s é complexo, em vez de imaginário, como anteriormente. Com a Equação 3.5 obtém-se a condição:

$$(m s^2 + cs + k) = 0 \quad (3.6)$$

cujas raízes da equação são:

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \frac{\sqrt{c^2 - 4km}}{2m} = -\omega_n \zeta \pm i \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (3.7)$$

onde $\omega_n^2 = \frac{k}{m}$ e o fator de amortecimento $\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \frac{c}{2m\omega_n}$, implicando em uma solução modal da forma:

$$x(t) = X e^{-\omega_n \zeta t} e^{i(\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2})t} = X e^{-at} e^{i\omega_d t} \quad (3.8)$$

A Equação 3.8 é um modo simples de vibração com uma frequência complexa natural complexa, tendo duas partes:

- Parte imaginária ou oscilatória, uma frequência amortecida $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$;
- Parte real, ou parte de decaimento, uma taxa de amortecimento de $a = \zeta \omega_n$.

O significado físico destas duas partes do modelo modal está ilustrado no gráfico de resposta livre da Figura 3.2 (Ewins,1986).

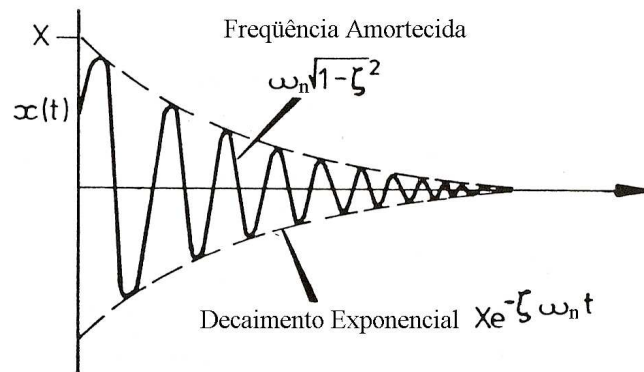


Figura 3.2. Característica de vibração livre do sistema de um g.d.l. amortecido (Ewins,1986)

Para o caso da resposta forçada a equação do movimento passa ser:

$$(-\omega^2 m + i\omega c + k)X e^{i\omega t} = F e^{i\omega t} \quad (3.9)$$

que resulta em uma FRF de receptância na forma:

$$\alpha(\omega) = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(\omega c)} \quad (3.10)$$

a qual é complexa, contendo ambas as informações de magnitude e fase.

A magnitude e a fase da FRF são dadas pelas Equações 3.11 e 3.12.

$$|\alpha(\omega)| = \left| \frac{X}{F} \right| = \frac{1}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} \quad (3.11)$$

$$\angle \alpha(\omega) = \angle X - \angle F = \text{tg}^{-1} \left(\frac{-\omega c}{(k - \omega^2 m)} \right) = -\theta_\alpha \quad (3.12)$$

Sistema com Amortecimento Estrutural

Segundo Ewins (1986), estudos do comportamento de estruturas reais sugerem que o modelo de amortecimento viscoso apresentado anteriormente não é muito representativo quando aplicado para sistemas de vários graus de liberdade. As estruturas reais parecem possuir uma dependência da frequência, a qual não é descrita pelo amortecimento viscoso padrão. O que se requer é um sistema de amortecimento cuja taxa varie inversamente com a frequência.

Um modelo de amortecimento alternativo possui um amortecimento estrutural, o qual além de apresentar as vantagens mencionadas anteriormente, possui uma análise mais simples para sistemas de vários g.d.l. No entanto, este tipo de amortecimento apresenta dificuldades para uma análise rigorosa de vibração livre e se requer uma atenção para análise de resposta forçada (Ewins, 1986). Neste caso, a equação do movimento pode ser escrita da seguinte forma:

$$(-\omega^2 m + i\eta + k)X e^{i\omega t} = F e^{i\omega t} \quad (3.13)$$

o que resulta na FRF de receptância dada pelas Equações 3.14 e 3.15.

$$\frac{X}{F} = \alpha(\omega) = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(\eta)} \quad (3.14)$$

$$\alpha(\omega) = \frac{\frac{1}{k}}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right) + i(\eta)} \quad (3.15)$$

3.1.1. Função Resposta ao Impulso (FRI)

A forma simples de uma função de força não periódica é o impulso unitário ou a distribuição δ de Dirac.

$$f(t) = \delta(t - \tau) \quad (3.16)$$

a qual é zero para todos os valores de t , exceto para $t = \tau$, onde

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \int_{\tau}^{\tau+\Delta t} f(t) dt = 1 \quad (3.17)$$

Esta função pode ser representada pela área retangular de largura Δt e altura $1/\Delta t$, mostrada na Figura 3.3, com Δt tendendo a zero.

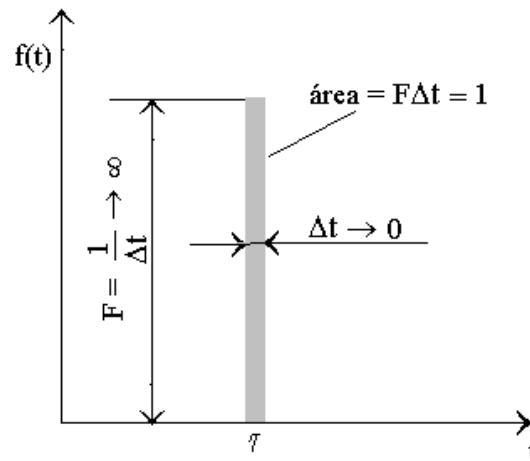


Figura 3.3. Definição de uma função de força tipo impulso unitário (Maia e Silva, 1997)

Considerando o sistema de um g.d.l. da Figura 3.1, e aplicando-se a excitação de impulso unitário ($x(t) = \dot{x}(t) = 0$ para $t < \tau$ ou $t = \tau^-$), obtém-se:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} F \Delta t = 1 = m \dot{x}|_{t=\tau} - m \dot{x}|_{t=\tau^-} = m \dot{x}|_{t=\tau} \quad (3.18)$$

e, portanto, pode-se concluir que a resposta ao impulso unitário é nada mais do que uma vibração livre com deslocamento inicial igual a zero e velocidade inicial igual a $1/m$. Então, para um sistema subamortecido,

$$x(t) = h(t - \tau) = e^{-\zeta\omega_n(t-\tau)} \frac{1}{m\omega_d} \text{seno}[\omega_d(t - \tau)] \quad \text{para } t > \tau \quad (3.19)$$

onde $h(t - \tau)$ denota a Função Resposta ao Impulso (FRI).

A resposta para uma entrada qualquer $f(t)$ pode ser obtida através da superposição (somatório) das respostas para uma série de impulsos os quais representam a função de força original (Figura 3.4). O princípio de superposição se aplica devido ao fato de serem considerados sistemas lineares (Maia e Silva, 1997)

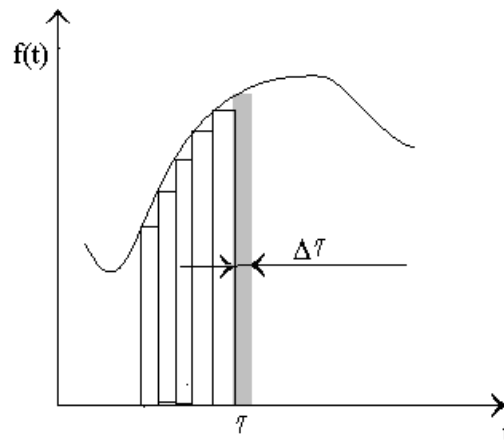


Figura 3.3. Função de força arbitrária não periódica (Maia e Silva, 1997)

Com isso,

$$x(t) = \sum_{\tau} f(\tau) h(t - \tau) \Delta\tau \quad \text{para } t > \tau \quad (3.20)$$

Sendo $\Delta\tau \rightarrow 0$, o somatório é substituído pela integral da Equação 3.19.

$$x(t) = \int_0^t f(\tau) h(t - \tau) d\tau \quad \text{para } t > \tau \quad (3.21)$$

A integral da Equação 3.21 é chamada de integral de convolução ou de Duhamel. Substituindo-se a Equação 3.19 em 3.21, tem-se:

$$x(t) = \frac{1}{m\omega_d} = \int_0^t f(\tau) e^{-\zeta\omega_n(t-\tau)} \text{seno}[\omega_d(t-\tau)] d\tau \quad \text{para } t > \tau \quad (3.22)$$

que representa a resposta de um sistema não amortecido para uma excitação qualquer $f(t)$.

Considerando o problema em termos de análise de Fourier e assumindo que a função de força é uma função δ de Dirac, na Equação 3.23, se $h(t - \tau) = 0$ para $t < \tau$, o limite inferior da integral pode ser $-\infty$. Então,

$$x(t) = \int_{-\infty}^t f(\tau) h(t - \tau) d\tau \quad \text{para } t > \tau \quad (3.23)$$

Substituindo a variável de integração por ϑ e usando a relação $\tau = t - \vartheta$, $d\tau = -d\vartheta$, consequentemente,

$$x(t) = - \int_{+\infty}^0 f(t - \vartheta) h(\vartheta) d\vartheta \quad (3.24)$$

A condição $h(t - \tau) = 0$ para $t < \tau$ é equivalente à condição $h(\vartheta) = 0$ para $\vartheta < 0$. Portanto, o limite inferior da integral 3.24 também pode ser um $-\infty$. Logo,

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t - \vartheta) h(\vartheta) d\vartheta \quad (3.25)$$

O que se tem na Equação 3.25 é a convolução da função de força $f(t)$ com a função resposta ao impulso $h(t)$, sendo reescrita por:

$$x(t) = h(t) \otimes f(t) \quad (3.26)$$

onde o símbolo $\otimes$ denota a operação de convolução. Aplicando a Transformada de Fourier na Equação 3.26, tem-se:

$$\mathfrak{S}[x(t)] = X(\omega) = \mathfrak{S}[h(t) \otimes f(t)] = \mathfrak{S}[h(t)] \mathfrak{S}[f(t)] \quad (3.27)$$

Logo, a Equação 3.27 pode ser escrita como:

$$X(\omega) = H(\omega) F(\omega) \quad (3.28)$$

3.1.2. Função Resposta em Frequência (FRF)

O domínio de Laplace descreve um sistema em termos de pólos e resíduos (Maia e Silva, 1997), em que:

$$H(s) = \frac{1}{m(s - s_1)(s - s_1^*)} = \frac{A}{(s - s_1)} + \frac{A^*}{(s - s_1^*)} \quad (3.29)$$

onde:

- s é uma quantidade complexa, conhecida como variável de Laplace;
- os complexos conjugados A e A^* são definidos como os resíduos da Função transferência, diretamente relacionados com a amplitude da FRI e definidos por $A = \frac{1}{i 2 m \omega_d}$;
- $s_1 = -\zeta \omega_n + i \omega_d$ e $s_1^* = -\zeta \omega_n - i \omega_d$, como definido anteriormente.

Avaliando a função transferência apenas no domínio da frequência, tem-se:

$$H(\omega) = H(s)|_{s=i\omega} = \left[\frac{A}{(s - s_1)} + \frac{A^*}{(s - s_1^*)} \right]_{s=i\omega} = \frac{A}{i(\omega - \omega_d) + \zeta \omega_n} + \frac{A^*}{i(\omega + \omega_d) + \zeta \omega_n} \quad (3.30)$$

Da Equação 3.10, tem-se:

$$H(\omega) = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(\omega c)} \quad (3.31)$$

3.1.3. Excitação Aleatória

Os sinais aleatórios não podem ser tratados da mesma maneira que os sinais determinísticos, uma vez que, por natureza não são periódicos, e mesmo que fossem tratados como sinais periódicos de período infinito, tal consideração não seria aceita, pois o sinal não obedece à condição de Dirichlet apresentada na Equação 3.32 (Maia e Silva, 1997)

$$\int_{-\infty}^{+\infty} |x(t)| dt < \infty \quad (3.32)$$

Dadas suas propriedades inerentes, a análise dos sinais aleatórios, requer o uso de conceitos probabilísticos. Uma maneira de se evitar algumas dificuldades matemáticas é assumir que os sinais randômicos sob análise são estacionários e ergóticos. Ambos possuem históricos de tempo que apresentam as mesmas propriedades estatísticas (média, média quadrática e distribuições estatísticas) (Maia e Silva, 1997). Logo, uma determinada amostrada é suficiente para representar toda a população. Esta consideração é feita na maioria dos casos práticos.

Tomando-se o sinal da função de força aleatória (Figura 3.4) e estimando-se o valor esperado do produto $f(t)f(t + \tau)$, ao longo do tempo, tem-se a função de auto-correlação dada pela Equação 3.33.

$$R_{ff}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} f(t)f(t + \tau) dt \quad (3.33)$$

onde $f(t)$ é a magnitude da função no instante t do tempo e $f(t - \tau)$ é a magnitude da mesma função observada com um atraso de tempo τ .

A Equação 3.32 é a definição da função de auto-correlação aleatória, ilustrada na Figura 3.5. Fisicamente esta função descreve como um valor de amplitude do sinal aleatório em um determinado instante de tempo depende dos valores de amplitude que ocorreram anteriormente.

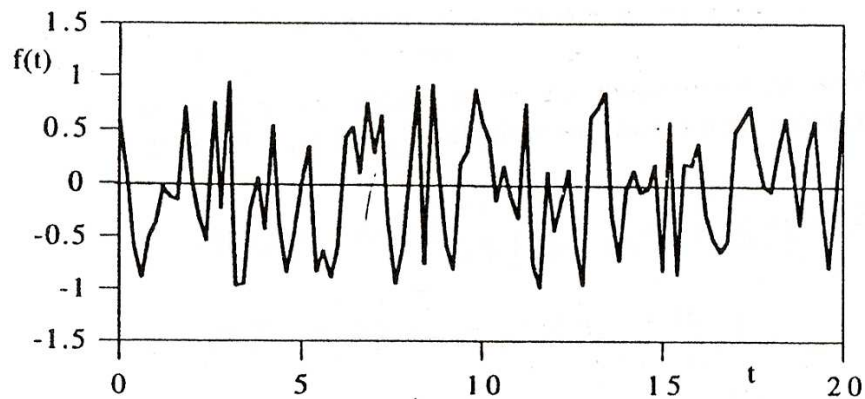


Figura 3.4. Exemplo de uma amostra de histórico de tempo de um sinal aleatório (Maia e Silva, 1997)

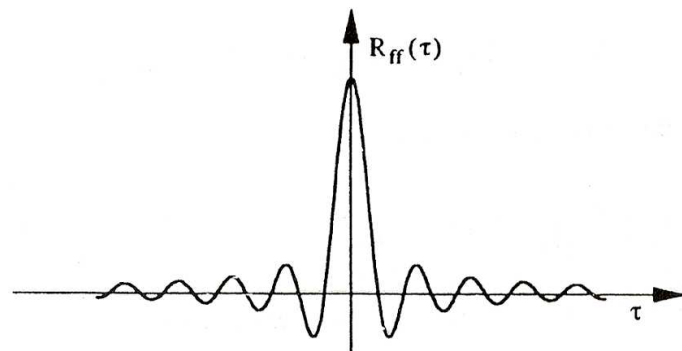


Figura 3.5. Exemplo de uma função de auto-correlação.

O histórico no tempo aleatório estacionário pode ser transformado em uma nova função, $R_{ff}(\tau)$, a qual é exatamente um valor real que tende a zero à medida que τ torna-se grande (ambos, positivo e negativo) e obedece a condição de Dirichlet (Equação 3.32). Conseqüentemente, pode-se aplicar a Transformada de Fourier na função $R_{ff}(\tau)$, obtendo-se:

$$S_{ff}(\omega) = \mathfrak{F}[R_{ff}(\tau)] = \int_{-\infty}^{+\infty} R_{ff}(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (3.34)$$

Onde, $S_{ff}(\omega)$ é conhecida como Densidade Espectral de Potência (DEP), a qual é real e função da frequência.

Um sinal periódico pode ser descrito por uma série de componentes harmônicos, por conseguinte, por um espectro discreto, e se pode interpretar a Transformada de Fourier de um sinal transiente (não periódico) como uma amplitude contínua ao longo da frequência. No caso de um processo aleatório, o significado físico da DEP pode ser bem compreendido se τ for zero na Equação 3.33 e combinar o resultado com a Equação 3.34 (Maia e Silva, 1997):

$$R_{ff}(0) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} f^2(t) dt \quad (3.35)$$

Como a DEP possui unidades de amplitude média quadrática por unidade de frequência, pode ser descrita como um indicador de energia.

Considerando uma força e uma resposta aleatórias, simultaneamente, define-se:

$$R_{fx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} f(t) x(t + \tau) dt \quad (3.36)$$

$$S_{fx}(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_{fx}(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (3.37)$$

como as funções de correlação cruzada e densidade espectral cruzada, respectivamente. É importante destacar que as funções densidades espectrais cruzadas são espectros complexos, contendo partes reais e imaginárias (informações de magnitude e fase), sendo a DEP uma função real, contendo apenas informação de magnitude (quadrada) (Maia e Silva, 1997).

A função de correlação cruzada devido a uma entrada tipo ruído branco também pode ser definida como sendo o valor esperado do produto de duas respostas estimadas em um atraso de tempo τ , a qual será desenvolvida no próximo capítulo (James et al, 1993).

$$R_{fx}(\tau) = E[f(t) x(t + \tau)] \quad (3.38)$$

onde E é o operador de Esperança.

As funções de correlação cruzada obedecem a relação $R_{xf}(\tau) = R_{fx}(-\tau)$ e as funções densidades são complexos conjugados $S_{xf}(\omega) = S_{fx}^*(\omega)$.

As funções de auto-correlação cruzada e DEP da resposta podem ser escritas como:

$$R_{xx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} x(t) x(t + \tau) dt \quad (3.39)$$

$$S_{xx}(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_{xx}(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (3.40)$$

Substituindo a Equação 3.39 em 3.40, tem-se:

$$S_{xx}(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left[\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} x(t) x(t + \tau) dt \right] e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (3.41)$$

Substituindo-se $x(t)$ na integral 3.41, utilizando-se a Equação 3.25 e as variáveis genéricas ϑ_1 e ϑ_2 , obtém-se:

$$S_{xx}(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left\{ \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} \left[\int_{-\infty}^{+\infty} f(t - \vartheta_1) h(\vartheta_1) d\vartheta_1 \int_{-\infty}^{+\infty} f(t - \vartheta_2 + \tau) h(\vartheta_2) d\vartheta_2 \right] dt \right\} e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (3.42)$$

Da manipulação e desenvolvimento da Equação 3.42, tem-se que:

$$S_{xx}(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left\{ \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} h(\vartheta_1) h(\vartheta_2) [R_{ff}(\tau + \vartheta_1 - \vartheta_2)] d\vartheta_1 d\vartheta_2 \right\} e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (3.43)$$

Levando em consideração que a função de auto-correlação da excitação, $R_{ff}(\tau + \vartheta_1 - \vartheta_2)$, pode ser expressa como a Transformada inversa de Fourier:

$$R_{ff}(\tau + \vartheta_1 - \vartheta_2) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} S_{ff}(\omega) e^{i\omega(\tau + \vartheta_1 - \vartheta_2)} d\omega \quad (3.44)$$

insere-se a Equação 3.44 em 3.43, obtendo-se:

$$S_{xx}(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left\{ \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} h(\vartheta_1) h(\vartheta_2) \left[\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} S_{ff}(\omega) e^{i\omega(\tau + \vartheta_1 - \vartheta_2)} d\omega \right] d\vartheta_1 d\vartheta_2 \right\} e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (3.45)$$

Sendo a Transformada da Função Resposta ao Impulso $H(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(t) e^{-i\omega t} dt$, a Equação 3.45

pode ser manipulada de tal maneira que:

$$S_{xx}(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left\{ \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} S_{ff}(\omega) H^*(\omega) H(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega \right\} e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (3.46)$$

Conclui-se que a Equação 3.47 nada mais é do que uma Transformada inversa de Fourier seguida de uma de Fourier dada por:

$$S_{xx}(\omega) = \mathfrak{I} \left\{ \mathfrak{I}^{-1} [S_{ff}(\omega) H^*(\omega) H(\omega)] \right\} \quad (3.47)$$

Logo, a Equação 3.46 pode ser reescrita como:

$$S_{xx}(\omega) = H^*(\omega) H(\omega) S_{ff}(\omega) \text{ ou } S_{xx}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_{ff}(\omega) \quad (3.48)$$

Portanto, a Equação 3.48 estabelece uma relação entre as DEPs da força de excitação e da resposta. Em suma, dada uma força de entrada aleatória estacionária, é possível calcular as características da resposta, conhecendo-se a Função Resposta em frequência do sistema $H(\omega)$. No entanto, esta equação não pode ser usada se o objetivo for extrair a FRF do sistema através dos dados de força e resposta. De fato, esta equação apenas proporciona a magnitude de $H(\omega)$

(Maia e Silva, 1997). Para se obter a fase de $H(\omega)$, devem ser utilizadas as funções de correlação cruzada dadas por:

$$S_{fx}(\omega) = H(\omega)S_{ff}(\omega) \text{ e } S_{xx}(\omega) = H(\omega)S_{xf}(\omega) \quad (3.49)$$

As Equações 3.49 são relações alternativas para que a FRF possa ser determinada através das características da entrada e da saída do sistema.

3.1.4. Sistema de Vários Graus de Liberdade

As estruturas reais são sistemas elásticos contínuos e não homogêneos os quais têm um número infinito de graus de liberdade. Com isso, suas análises requerem uma aproximação a qual consiste em descrever seu comportamento através de um número finito de graus de liberdade necessários para garantir precisão na análise (Maia e Silva, 1997).

Um sistema de N graus de liberdade possui a mesma quantidade de frequências naturais, em que, para cada uma delas existe um estado de vibração correspondente à configuração de deslocamento conhecida por modo normal. Os termos matemáticos relacionados com estas quantidades são conhecidos como autovalores e autovetores, respectivamente, sendo determinadas a partir de um sistema de N equações do movimento e possuem propriedades dinâmicas associadas ao sistema. Logo, modo é uma vibração livre não amortecida que depende somente da massa e da rigidez do sistema e de como são distribuídas. Quando o sistema vibra em um destes modos, todos os seus pontos ficam submetidos a um movimento harmônico simples, passando por suas posições de equilíbrio. Para que o modo de vibrar seja observado é necessário que as condições iniciais aplicadas ao sistema assim o permita. Para uma condição inicial mais genérica, como uma excitação impulsiva, a vibração livre resultante pode conter todos os modos de vibrar simultaneamente (Thomson e Dahleh, 1998).

O modelo de um sistema linear de N g.d.l. está representado na forma matricial pela Equação 3.50.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (3.50)$$

onde:

- $\{f\}$ é o vetor das forças aplicadas no sistema em função do tempo;
- $[M]$, $[K]$ e $[C]$ são as matrizes de massa, rigidez e amortecimento viscoso, respectivamente;

Para se obter a solução de uma equação homogênea utiliza-se a formulação de espaço de estado, convertendo a matriz complexa de $N \times N$ por uma matriz real de $2N \times 2N$, definida pela Equação 3.51.

$$[A]\{\dot{u}(t)\} + [B]\{u(t)\} = \{f'(t)\} \quad (3.51)$$

onde:

$$[A] = \begin{bmatrix} [C] & [M] \\ [M] & [0] \end{bmatrix}; [B] = \begin{bmatrix} [K] & [0] \\ [0] & -[M] \end{bmatrix}; u(t) = \begin{Bmatrix} \{x(t)\} \\ \{\dot{x}(t)\} \end{Bmatrix} \text{ e } f'(t) = \begin{Bmatrix} \{f(t)\} \\ \{0\} \end{Bmatrix}$$

Considerando a transformação de coordenadas $\{u(t)\} = [\psi']\{q(t)\}$, onde $[\psi']$ é uma matriz modal complexa, a Equação 3.51 se torna:

$$[A][\psi']\{\dot{q}(t)\} + [B][\psi']\{q(t)\} = \{f'(t)\} \quad (3.52)$$

Pré-multiplicando esta equação por $[\psi']^T$ e considerando as propriedades de ortogonalidade, obtém-se:

$$\begin{bmatrix} a_r \\ b_r \end{bmatrix} \{\dot{q}(t)\} + \begin{bmatrix} b_r \\ a_r \end{bmatrix} \{q(t)\} = [\psi']^T \{f'(t)\} \quad (3.53)$$

a qual representa um conjunto de $2N$ equações desacopladas cada qual podendo ser escrita como:

$$\{q_r(t)\} - s_r \{q_r(t)\} = \frac{1}{a_r} [\psi']^T \begin{Bmatrix} \{f'(t)\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (3.54)$$

onde $s_r = -b_r / a_r$ são os autovalores. Para uma excitação harmônica na forma $\{f(t)\} = \{\bar{F}\}e^{i\omega t}$ a resposta será $\{q(t)\} = \{\bar{Q}\}e^{i\omega t}$.

Portanto, a Equação 3.54 torna-se:

$$\bar{Q}_r = \left(\frac{1}{i\omega - s_r} \right) \frac{1}{a_r} [\psi']^T \begin{Bmatrix} \{\bar{F}\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (3.55)$$

Sendo:

$$\{u(t)\} = \sum_{r=1}^{2N} \{\psi'_r\} \bar{Q}_r e^{s_r t} \quad (3.56)$$

onde $\{\psi'_r\} = \begin{Bmatrix} \{\psi_r\} \\ \{\psi_r\} s_r \end{Bmatrix}$ são os autovetores, e substituindo 3.55 em 3.56, tem-se:

$$\{u(t)\} = \sum_{r=1}^{2N} \{\phi'_r\} \left(\frac{1}{i\omega - s_r} \right) \{\phi'_r\}^T \begin{Bmatrix} \{\bar{F}\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (3.57)$$

onde os autovetores são normalizados por a_r e $\{\phi'_r\} = \frac{1}{\sqrt{a_r}} \{\psi'_r\}$ é um autovetor $2N \times 1$ na forma

$$\{\phi'_r\} = \begin{Bmatrix} \{\phi_r\} \\ \{\phi_r\} s_r \end{Bmatrix}.$$

Para $\{u(t)\} = \begin{Bmatrix} \{\bar{X}\} \\ s\{\bar{X}\} \end{Bmatrix} e^{st} = s\{\bar{U}\} e^{st}$, considerando uma resposta harmônica ($s = i\omega$) e

substituindo $\{\phi'_r\}$ na Equação 3.57, obtém-se:

$$\begin{Bmatrix} \{\bar{X}\} \\ i\omega\{\bar{X}\} \end{Bmatrix} = \sum_{r=1}^{2N} \begin{Bmatrix} \{\phi_r\} \\ \{\phi_r\} s_r \end{Bmatrix} \left(\frac{1}{i\omega - s_r} \right) \{\phi_r\}^T \{\bar{F}\} \quad (3.58)$$

Retornando ao espaço de coordenadas e extraíndo da Equação 3.58 os valores de suas amplitudes de respostas, tem-se:

$$\{\bar{X}\} = \sum_{r=1}^{2N} \{\phi_r\} \left(\frac{1}{i\omega - s_r} \right) \{\phi_r\}^T \{\bar{F}\} \quad (3.59)$$

Os fatores de participação modal correspondem ao produto $\{\phi_r\}^T \{\bar{F}\}$. A Receptância $\alpha_{jk}(\omega)$, definida como o deslocamento da resposta na coordenada j devido à excitação na coordenada k , todas as outras forças sendo zero, é dada por:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \frac{\bar{X}_j}{\bar{F}_k} = \sum_{r=1}^{2N} \frac{\phi_{jr} \phi_{kr}}{i\omega - s_r} \quad (3.60)$$

Como os autovalores e autovetores aparecem em pares complexos conjugados, a Equação 3.60 pode ser reescrita como:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \frac{\bar{X}_j}{\bar{F}_k} = \sum_{r=1}^N \left(\frac{\phi_{jr} \phi_{kr}}{i\omega - s_r} + \frac{\phi_{jr}^* \phi_{kr}^*}{i\omega - s_r^*} \right) \quad (3.61)$$

Os autovalores s_r são os pólos e os produtos $\phi_{jr} \phi_{kr}$ são os resíduos para o modo r . Considerando $s_r = -\omega_r \zeta_r \pm i\omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}$ e denotando os resíduos por ${}_r A_{jk}$, a Equação 3.61 pode ser reescrita pela equação:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \left(\frac{{}_r A_{jk}}{\omega_r \zeta_r + i(\omega - \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2})} + \frac{{}_r A_{jk}^*}{\omega_r \zeta_r + i(\omega + \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2})} \right) \quad (3.62)$$

3.2. Método de Identificação Modal ERA - Algoritmo de Realização de Auto-Sistema

A análise modal experimental abrange uma vasta faixa de diferentes áreas, como correlação modal, métodos de teste modal, análise modal e modificação estrutural. Todavia, uma das áreas fundamentais é a identificação de propriedades dinâmicas de uma estrutura através de dados

medidos. Nas décadas de 70 e 80 foi evidenciado o desenvolvimento de uma ampla quantidade de técnicas de identificação (Maia e Silva, 1997).

Quando uma estrutura é testada para aquisição de dados medidos, é obtido um conjunto de FRFs. Estas são o resultado da excitação da estrutura em cada ponto selecionado e da medição da resposta em vários locais da estrutura. Alguns métodos de análise modal podem ser aplicados apenas para uma única FRF, chamados métodos SISO (single-input-single-output), de uma única entrada e uma única saída. Outros métodos permitem que várias FRFs sejam analisadas simultaneamente, através da medição de respostas em vários pontos e uma excitação em um único ponto da estrutura. Estes métodos são conhecidos como SIMO (single-input-multi-output), uma única entrada e várias saídas. A filosofia destes métodos pressupõe que as frequências naturais e os fatores de amortecimento não variam, teoricamente, de FRF para FRF. Finalmente, há métodos que podem processar todas as FRFs disponíveis, simultaneamente, através de vários pontos de excitação e resposta, chamados de polireferência ou MIMO (multi-input-multi-output), várias entradas e várias saídas (Maia e Silva, 1997).

Nas Figuras 3.6 e 3.7 estão apresentados os diagramas com as várias categorias possíveis de métodos de identificação modal e os métodos de identificação no domínio do tempo, respectivamente.

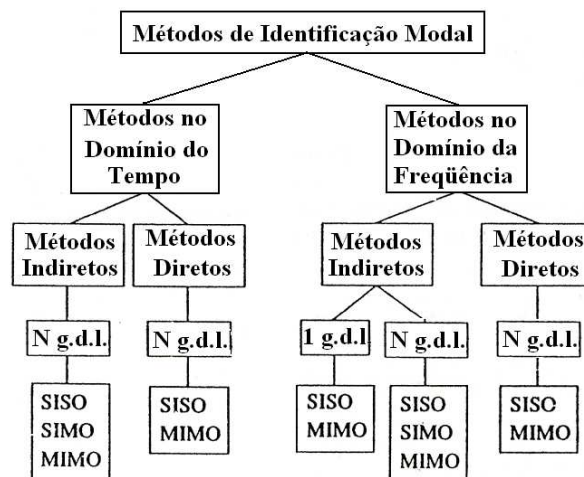


Figura 3.6. Classificação dos métodos de Identificação Modal (Maia e Silva, 1997)

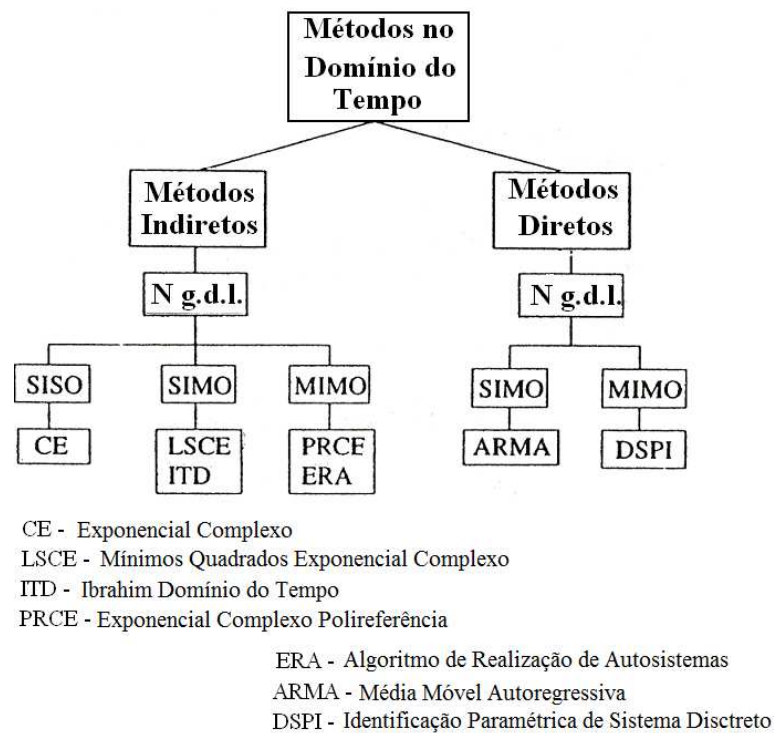


Figura 3.7. Classificação dos métodos no domínio do tempo (Maia e Silva, 1997)

Dos métodos listados na Figura 3.7 o revisado neste capítulo é o ERA, uma vez que foi o método utilizado como ferramenta para estimativa das FRFs e forças de excitação e por ser MIMO. Neste trabalho, estudaram-se três pontos de excitação e nove respostas.

O ERA é um algoritmo capaz de identificar, a partir dos dados experimentais de entrada e de saída, as matrizes que representam o comportamento dinâmico do sistema em espaço de estados (Alves, 2005).

As equações de equilíbrio para um sistema de N g.d.l. com amortecimento viscoso podem ser expressas de acordo com a Equação 3.63.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(x(t), t)\} \quad (3.63)$$

Definindo um vetor de estado de dimensões $2N \times 1$, tem-se:

$$\{u(t)\} = \begin{Bmatrix} \{x(t)\} \\ \{\dot{x}(t)\} \end{Bmatrix} \quad (3.64)$$

Definindo também:

$$\begin{bmatrix} A_c \end{bmatrix}_{(2N \times 2N)} = \begin{bmatrix} [0] & [I] \\ -[M]^{-1}[K] & -[M]^{-1}[C] \end{bmatrix} \quad (3.65)$$

$$\{f(x, t)\}_{(N \times 1)} = [B_f]_{(N \times q)} \{w(t)\}_{(q \times 1)} \quad (3.66)$$

$$\begin{bmatrix} B_c \end{bmatrix}_{(2N \times q)} = \begin{bmatrix} [0] \\ [M]^{-1}[B_f] \end{bmatrix} \quad (3.67)$$

onde $w(t)$ é o vetor de entrada nas localizações q e $[B_f]$ é uma matriz de coeficientes, de influência de entrada de ordem $(2N \times q)$, considerando que o número de entradas difere do número de graus de liberdade.

A Equação 3.63 pode ser escrita em espaço de estado como:

$$\{\dot{u}(t)\}_{(2N \times 1)} = \begin{bmatrix} A_c \end{bmatrix}_{(2N \times 2N)} \{u(t)\}_{(2N \times 1)} + \begin{bmatrix} B_c \end{bmatrix}_{(2N \times q)} \{w(t)\}_{(q \times 1)} \quad (3.68)$$

É possível relacionar $\{u(t)\}$ com as respostas medidas $\{y(t)\}$ em p coordenadas físicas através de uma matriz de transformação $[C_c]$:

$$\{y(t)\}_{(p \times 1)} = [C_c]_{(p \times 2N)} \{u(t)\}_{(2N \times 1)} \quad (3.69)$$

A solução de 3.68 para uma entrada $\{w(t)\}$ é dada por:

$$\{u(t)\} = e^{[A_c](t-t_0)} \{u(t_0)\} + \int_{t_0}^t e^{[A_c](t-\tau)} [B_c] \{w(\tau)\} d\tau \quad (3.70)$$

para um tempo qualquer t depois de um tempo inicial t_0 ($t \geq t_0$). Para se discretizar a Equação 3.70, vários intervalos de tempo igualmente espaçados, $0, \Delta t, \dots, k\Delta t$ são considerados. Tomando-se $t = (k+1) \Delta t$ e $t_0 = k\Delta t$, tem-se:

$$\{u((k+1)\Delta t)\} = e^{[A_c](\Delta t)}\{u(k\Delta t)\} + \int_{k\Delta t}^{(k+1)\Delta t} e^{[A_c]((k+1)\Delta t - \tau)} [B_c] \{w(\tau)\} d\tau \quad (3.71)$$

Assumindo que a entrada $\{w(t)\}$ é constante durante o intervalo $k\Delta t \leq \tau \leq (k+1)\Delta t$, dada por $\{w(k\Delta t)\}$, e fazendo a mudança de variável $\tau' = (k+1)\Delta t - \tau$, obtém-se:

$$\{u((k+1)\Delta t)\} = e^{[A_c](\Delta t)}\{u(k\Delta t)\} - \int_0^{\Delta t} e^{[A_c]\tau'} d\tau' [B_c] \{w(k\Delta t)\} \quad (3.72)$$

Sejam:

$$[A'] = e^{[A_c]\Delta t} \quad (3.73)$$

$$[B'] = -\int_0^{\Delta t} e^{[A_c]\tau'} d\tau' [B_c] \quad (3.74)$$

$$\{u(k+1)\} = \{u((k+1)\Delta t)\} \quad (3.75)$$

$$\{w(k)\} = \{w(k\Delta t)\} \quad (3.76)$$

então, a Equação 3.72 é escrita como:

$$\{u(k+1)\} = [A']\{u(k)\} + [B']\{w(k)\}, \quad \text{para } k = 0, 1, 2, \dots \quad (3.77)$$

A Equação 3.69 torna-se:

$$\{y(k)\} = [C']\{u(k)\} \quad (3.78)$$

Considerando a resposta para um impulso unitário em $k = 0$ e em uma das primeiras variáveis de entrada. Tal como, $\{w(0)\} = \{1, 0, \dots, 0\}^T$ e $\{w(k)\} = \{0\}$ para $k > 0$. Substituindo em 3.77,

$$\{u(1)\} = [A']\{u(0)\} + [B'] \quad (3.79)$$

tem-se:

$$\{y(1)\} = [C']\{u(1)\} \quad (3.80)$$

com a substituição de 3.78 na Equação 3.80:

$$\{y(1)\} = [C'] [A'] \{u(0)\} + [C'] [B'] \quad (3.81)$$

Considerando $\{u(0)\} = \{0\}$, a Equação 3.81 fica:

$$\{u(1)\} = \{B'\} \quad (3.82)$$

$$\begin{matrix} \{y(1)\} = [C'] \{B'\} \\ (px1) \quad (px2N) (2Nx1) \end{matrix} \quad (3.83)$$

Para os outros intervalos de tempo, $\{w(k)\} = \{0\}$, portanto,

$$\{u(2)\} = [A']\{u(1)\} \quad (3.84)$$

$$\{y(2)\} = [C'] [A'] [B'] \quad (3.85)$$

Do mesmo modo,

$$\{y(3)\} = [C']\{u(3)\} = [C'] [A'] \{u(2)\} = [C'] [A']^2 \{B'\} \quad (3.86)$$

No geral,

$$\begin{matrix} \{y(k)\} = [C'] [A']^{k-1} \{B'\} \\ (px1) \quad (px2N) (2Nx2N) (2Nx1) \end{matrix} \quad (3.87)$$

Se for considerado o impulso nas q localizações de entrada, a Equação 3.87 fica:

$$[Y(k)] = [C'] [A']^{k-1} [B'] \quad (3.88)$$

(pxq) (px2N) (2Nx2N) (2Nxq)

As matrizes $[Y(k)]$ são usualmente chamadas de parâmetros de Markov. Estes são utilizados para formar as matrizes de Hankel, descritas por:

$$[H(k-1)] = \begin{bmatrix} [Y(k)] & [Y(k+1)] & \cdots & [Y(k+j)] \\ [Y(k+1)] & [Y(k+2)] & \cdots & [Y(k+j+1)] \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ [Y(k+i)] & [Y(k+i+1)] & \cdots & [Y(k+i+j)] \end{bmatrix} \quad (3.89)$$

(prxsqs)

onde $i = 1, \dots, r-1$ e $j = 1, \dots, s-1$, com r e s inteiros. Se houver uma resposta de estado inicial, $[H(k-1)]$ é simplesmente substituído por $[H(k)]$. Na Equação 3.89, k será maior ou igual a 1. Substituindo-se 3.88 em 3.89, tem-se:

$$[H(k)] = [R][A']^k[W], \quad k \geq 0 \quad (3.90)$$

onde:

$$[R] = \begin{bmatrix} [C'] \\ [C'][A'] \\ \vdots \\ [C'][A']^{r-1} \end{bmatrix} \quad (3.91)$$

(prx2N)

$$[W] = \begin{bmatrix} [B'] & [A'][B'] & \cdots & [A']^{s-1}[B'] \end{bmatrix}$$

(2Nxqs)

$[R]$ e $[W]$ são chamadas de matrizes de observabilidade e controlabilidade, respectivamente. Deve-se lembrar que $[H(k)]$ é uma matriz das respostas conhecida. Uma das vantagens desta fórmula é que se podem incluir apenas respostas boas na matriz $[H(k)]$, ou seja, respostas com baixos níveis de ruído. Tem-se por objetivo reconstruir a Equação 3.88 através de dados experimentais. Este processo é conhecido como realização e resulta na determinação das matrizes $[C']$, $[A']$ e $[B']$ (Maia e Silva, 1997).

Há um número infinito destas três matrizes que satisfaz a Equação 3.88, ou seja, há um número infinito de realizações. Objetiva-se obter uma mínima realização, isto é, uma realização que corresponde à uma mínima ordem da formulação de espaço de estado que possa representar o comportamento dinâmico da estrutura (Maia e Silva, 1997).

Em primeiro lugar, procura-se por uma matriz $[H]'$ tal que:

$$\begin{matrix} [W] & [H]' & [R] & = & [I] \\ (2N \times q_s) & (q_s \times p_r) & (p_r \times 2N) & & (2N \times 2N) \end{matrix} \quad (3.92)$$

Pré-multiplicando e pós-multiplicando a Equação 3.92 por $[R]$ e $[W]$, respectivamente, tem-se:

$$[R][W][H]'[R][W] = [R][W] \quad (3.93)$$

Porém, da Equação 3.90 tem-se:

$$[R][W] = [H(0)] \quad (3.94)$$

Logo,

$$[H(0)][H]'[H(0)] = [H(0)] \quad (3.95)$$

$[H]'$ é a pseudo-inversa de $[H(0)]$, ou seja, $[H]' = [H(0)]^+$

A pseudo-inversa de $[H(0)]$ pode ser obtida através de Decomposição por Valor Singular (DVS):

$$\begin{matrix} [H(0)] = [U] & [\Sigma] & [V]^T \\ (p_r \times q_s) & (p_r \times p_r) & (p_r \times q_s) \end{matrix} \quad (3.96)$$

onde $[U]$ e $[V]$ são matrizes ortogonais, ou seja, $[U]^T[U] = [I]$ e $[V]^T[V] = [I]$ e $[\Sigma]$ é uma

matriz com elementos reais positivos $\sigma_{ii} = \sigma_i$ e $\sigma_{ij} = 0, i \neq j$, $[\Sigma] = \begin{bmatrix} \Sigma_{2N} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$, com

$\Sigma_{2N} = \text{diag}[\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i, \sigma_{i+1}, \dots, \sigma_{2N}]$. Os valores σ_i são chamados de valores singulares da matriz $[H(0)]$. Sem perda de generalidade, assume-se que os valores singulares sejam arranjados de maneira decrescente, $(\sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_N)$.

A matriz $[H(0)]$ tem $2N$ valores singulares não nulos ($\text{rank} = 2N$), equivalente à ordem de um sistema de espaço de estado. $[H(0)]$ pode, portanto, ser recalculada por meio apenas das colunas $2N$ de $[U]$ e $[V]$:

$$[H(0)] = \begin{matrix} [U_{2N}] & [\Sigma_{2N}] & [V_{2N}]^T \\ (\text{prxqs}) & (\text{prx}2N) & (2N \times 2N) \quad (2N \times \text{qs}) \end{matrix} \quad (3.97)$$

com

$$[U_{2N}]^T [U_{2N}] = [V_{2N}]^T [V_{2N}] = [I] \quad (3.98)$$

A matriz $[H]' = [H(0)]^+$ é, portanto, dada por:

$$[H]' = [V_{2N}] [\Sigma_{2N}]^{-1} [U_{2N}]^T \quad (3.99)$$

Para obter a realização desejada, inicia-se pela Equação 3.88, a qual pode ser escrita para $k \geq 0$ como:

$$[Y(k+1)] = [C'] [A']^k [B'] \quad (3.100)$$

e utiliza-se a igualdade:

$$\begin{matrix} [Y(k+1)] & = & [E_p]^T & [H(k)] & [E_q] \\ (\text{pxq}) & & (\text{pxpr}) & (\text{prxqs}) & (\text{qsxq}) \end{matrix} \quad (3.101)$$

onde

$$[E_p]^T = \begin{bmatrix} [I] & [0] & \dots & [0] \\ (\text{pxpr}) & (\text{pxp}) & (\text{pxp}) & (\text{pxp}) \end{bmatrix} \quad (3.102)$$

$$[E_q] = \begin{bmatrix} [I] \\ [0] \\ \vdots \\ [0] \end{bmatrix} \quad (q \times s \times q) \quad (3.103)$$

Utilizando-se as Equações 3.90, 3.92, 3.94, 3.97, 3.98 e 3.99, é possível mostrar que:

$$[Y(k+1)] = \left[[E_p]^T [U_{2N}] [\Sigma_{2N}]^{1/2} \left[[\Sigma_{2N}]^{-1/2} [U_{2N}]^T \left[[R][A]^k [W] \right] V_{2N} \right] [\Sigma_{2N}]^{1/2} \right] \left[[\Sigma_{2N}]^{1/2} [V_{2N}]^T [E_q] \right] \quad (3.104)$$

Similarmente faz-se para Equação 3.100, ocorrendo algumas modificações no segundo bloco da Equação 3.104. Depois de algumas manipulações matemáticas, tem-se:

$$[Y(k+1)] = \left[[E_p]^T [U_{2N}] [\Sigma_{2N}]^{1/2} \left[[\Sigma_{2N}]^{-1/2} [U_{2N}]^T [H(1)] [V_{2N}] [\Sigma_{2N}]^{1/2} \right]^k \right] \left[[\Sigma_{2N}]^{1/2} [V_{2N}]^T [E_q] \right] \quad (3.105)$$

Comparando as Equações 3.105 e 3.100, observa-se que as realizações desejadas foram executadas, onde:

$$[C'] = [E_p]^T [U_{2N}] [\Sigma_{2N}]^{1/2} \quad (3.106)$$

$$[A'] = [\Sigma_{2N}]^{-1/2} [U_{2N}]^T [H(1)] [V_{2N}] [\Sigma_{2N}]^{1/2} \quad (3.107)$$

$$[B'] = [\Sigma_{2N}]^{1/2} [V_{2N}]^T [E_q] \quad (3.108)$$

Com a finalidade de se determinar os parâmetros modais do sistema, deve ser resolvido um problema de autovalor baseado na matriz “realizada” $[A']$, da forma:

$$[A']\{\psi\} = \lambda\{\psi\} \quad (3.109)$$

Para obtenção dos modos de vibrar em termos das coordenadas físicas do sistema, a transformação a seguir é usada:

$$\underset{(px1)}{\{\psi\}} = \underset{(px2N)}{[C']} \underset{(2Nx1)}{\{\psi\}} \quad (3.110)$$

Segundo Maia e Silva (1997), os parâmetros modais são facilmente calculados dos resultados do problema de autovalores. Em suma, os passos necessários para se efetuar uma análise com o ERA são:

- Escolha dos dados medidos para construção da matriz $[H(0)]$;
- Cálculo do DVS de $[H(0)]$, para determinação de $[U_{2N}]$, $[V_{2N}]$ e $[\Sigma_{2N}]$ e recálculo de $[H(0)]$ baseado no valor do rank encontrado (ordem do sistema);
- Construção da matriz $[H(1)]$ e cálculo das matrizes “realizadas” $[C']$, $[A']$ e $[B']$, por meio das Equações 3.106, 3.107 e 3.108;
- Cálculo dos autovalores e autovetores da matriz $[A']$ e os autovetores correspondentes das coordenadas físicas (3.109) e (3.110), e cálculo dos parâmetros modais.

O método de identificação ERA também permite a verificação dos modos calculados, para distinguir modos computacionais de modos genuínos. Estes são provenientes dos resultados do DVS que, em alguns casos, não são corretos devido a ruídos e não linearidades. A primeira verificação é conhecida como Coerência da Amplitude Modal (MAC – Modal Amplitude Coherence). É definida como a coerência entre cada histórico de amplitude modal e uma ideal, determinada por extrapolação do valor inicial do histórico de outros pontos, utilizando o autovalor identificado (Maia e Silva, 1997).

Uma outra verificação é a Colinearidade da Fase Modal, para estruturas pouco amortecidas, em que o comportamento real do modo é esperado. Este indicador mede a intensidade do relacionamento funcional linear entre as partes real e imaginária do modo de vibrar, para cada modo. É, portanto, possível a redução do modelo, através do truncamento dos modos com baixos indicativos de precisão. O modelo final pode ser avaliado através da comparação das respostas iniciais livres com as estimadas pela Equação 3.105 (Maia e Silva, 1997).

As técnicas de distinção dos modos computacionais dos modos reais serão apresentadas no próximo capítulo (subcapítulo 4.1.3).

Capítulo IV

Análise Modal Operacional e Identificação de Forças de Excitação

Existem várias técnicas de identificação de forças nos domínios da frequência e do tempo. As técnicas no domínio da frequência buscam determinar os espectros de frequências das forças excitadoras, ao passo que as técnicas no domínio do tempo buscam caracterizar as variações das excitações externas em função do tempo.

A identificação indireta de forças busca estimar as forças excitadoras (entradas), a partir das respostas dinâmicas medidas da estrutura (saída) e de um modelo matemático do sistema. Diversos tipos de modelos podem ser empregados, tais como: um conjunto de funções de resposta em frequência (FRFs), funções de resposta ao impulso (FRIs), auto-soluções (frequências naturais, fatores de amortecimento modais, massas generalizadas e componentes de modos de vibração) ou ainda diversos tipos de modelos estruturais representados por matrizes de inércia, rigidez e amortecimento (Silva, 2000).

Neste capítulo será apresentada uma breve revisão sobre os conceitos de realização mínima, baseada no Algoritmo de Realização de Autosistemas (ERA) o qual foi utilizado para identificação de forças de excitação neste trabalho. A técnica de Excitação Natural (NExT), um dos métodos de Análise Modal Operacional (AMO) também será abordada neste capítulo, sendo esta uma ferramenta de grande importância para determinação das FRIs do sistema, de posse apenas das respostas vibratórias medidas.

4.1. Análise Modal Operacional

A Análise Modal Experimental clássica (AME) faz uso da entrada (excitação) e da saída (resposta) medidas para estimativa dos parâmetros modais, consistindo em frequências naturais, fatores de amortecimento, modos de vibração e fatores de participação modal (Zhang et al, 2005). É bastante aplicada em problemas de vibrações, porém possui algumas limitações, tais como:

- A AME geralmente utiliza uma excitação artificial para determinar as Funções Respostas em Frequência (FRF) ou as Funções Respostas ao Impulso (FRI). Estas são demasiadamente difíceis de serem obtidas para grandes estruturas e em campo.

- Normalmente é realizada em ambientes laboratoriais. Contudo, em muitas aplicações industriais, as condições de operação reais podem diferir significativamente das condições aplicadas nos ensaios de laboratório.
- Apenas um elemento do sistema, em vez deste como um todo pode ser testado no laboratório, sendo necessárias simulações das condições de contorno.

Por outro lado, a AMO, desde a década de 90, tem-se destacado nas áreas de engenharias mecânica, aeroespacial e inclusive civil, com aplicações em plataformas, construções, torres, pontes, e outros. Também conhecida como Técnica de Excitação Natural (NExT – Natural Excitation Technique) ou Análise Modal com apenas a saída. Utiliza apenas as medições das respostas de estruturas em condições de operação submetidas a uma excitação natural, para identificação das características modais (Zhang et al, 2005). Apresenta muitas vantagens, tais como:

- É rápida e barata, não necessitando de equipamentos de excitação sofisticados.
- As características dinâmicas do sistema completo podem ser determinadas em vários pontos mais representativos.
- Todas ou parte das coordenadas de medição podem ser usadas como referência. Portanto o algoritmo de identificação usado para a AMO deve ser do tipo MIMO.
- A identificação modal operacional não é utilizada apenas para projetos dinâmicos e controle estrutural, mas também para monitoramento de sintomas vibratórios e detecção de falhas em estruturas.

Há vários métodos para desenvolver a análise modal operacional, Zhang et al (2005) realizaram uma revisão de seis deles, quatro no domínio do tempo e dois no domínio da frequência. Os métodos no domínio do tempo são: Técnica de Excitação Natural – NexT (James et al, 1993),(Mohanty e Rixen, 2003 e 2006), (Min et al, 2005), Shen et al, 2003), modelo baseado na Média Móvel autoregressiva (ARMAV), Realização Estocástica (Hermans e Van Der Auweraer, 1999) e Método de Subespaço Estocástico (Hermans e Van Der Auweraer, 1999, Mevel et al, 1999 e 2006). Os métodos no domínio da frequência são: Decomposição no Domínio da Frequência – FDD (Brincker et al 2000a e 2000b) e Mínimos Quadrados Complexos no Domínio da Frequência.

Neste trabalho será utilizada a técnica de excitação natural, baseada no Algoritmo de Realização de Autosistema (ERA) para identificação de parâmetros modais.

De acordo com Zhang et al (2005), a AMO é uma técnica que sugere a utilização da função de correlação da resposta aleatória da estrutura submetida a uma excitação natural. Segundo o

princípio da NExT, a função de correlação pode ser expressa como um somatório de decaimentos senoidais. Cada decaimento tem uma frequência natural amortecida, um fator de amortecimento e um modo de vibrar idêntico a um dos modos correspondentes da estrutura. A função de correlação pode, portanto, ser aplicada como FRI para estimativa dos parâmetros modais. Por conseguinte, procedimentos de identificação modal MIMO, podem ser adotados pela AMO. Os três principais são: Exponencial Complexo Polireferência, Algoritmo de Realização de Autosistema (ERA) e o Ibrahim Extendido.

4.1.1. Técnica de Excitação Natural

Como já mencionado anteriormente, a teoria da NExT prova que um sistema MIMO excitado por entradas aleatórias produz funções de auto correlação e correlação cruzada que as somas de decaimentos senoidais. Além disso, estes decaimentos possuem as mesmas frequências amortecidas e fatores de amortecimento tais como os modos do sistema. Consequentemente, as funções de correlação têm a mesma forma das Funções Resposta ao Impulso.

O objetivo é desenvolver uma solução geral para uma estrutura com uma representação espacial discreta; definir a função de correlação cruzada entre duas saídas e resolver para o caso de entradas aleatórias. A justificativa teórica da NExT pode ser desenvolvida para uma classe de entradas aleatórias, modos completamente complexos e a presença de entradas harmônicas conhecidas. No entanto, este desenvolvimento deve ser limitado a entradas do tipo ruído branco, modos reais, e sem presença de harmônicos, permitindo, assim, a obtenção de uma estimativa da teoria da NExT sem as complexidades da maioria dos sistemas reais (James et al, 1993).

Consideram-se as equações do movimento, já citadas no Capítulo III:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (4.1)$$

onde $[M]$ é a matriz de massa, $[C]$ a matriz de amortecimento, $[K]$ a matriz de rigidez, $\{f\}$ o vetor das funções de força aleatória e $\{x\}$ o vetor de deslocamentos aleatórios.

As Equações 4.1 podem ser expressas em coordenadas modais, utilizando-se a transformação modal:

$$\{x(t)\} = [\Phi] \{q(t)\} = \sum_{r=1}^N \{\phi_r\} q_r(t) \quad (4.2)$$

onde $[\Phi]$ é a matriz modal, $\{q(t)\}$ é o vetor de coordenadas modais e $\{\phi_r\}$ é o r-ésimo modo de vibrar.

Pré-multiplicando a Equação 4.1 por $[\Phi]^T$, um conjunto de equações escalares em coordenadas modais resulta em:

$$\ddot{q}_r(t) + 2\zeta_r \omega_r \dot{q}_r(t) + \omega_r^2 q_r(t) = \frac{1}{m_r} \{\phi_r\}^T \{f(t)\} \quad (4.3)$$

onde ω_r é a r-ésima frequência natural, ζ_r é o r-ésimo fator de amortecimento e m_r é a r-ésima massa modal.

Assumindo uma força $\{f\}$ geral e condições iniciais zero, a solução da Equação 4.3 é obtida da integral de convolução da Equação 4.4.

$$x(t) = \int_{-\infty}^t \{\phi_r\} \{f(\tau)\} h_r(t - \tau) d\tau \quad (4.4)$$

onde $h_r(t) = \frac{1}{m_r \omega_{dr}} e^{(-\zeta_r \omega_r t)} \text{seno}(\omega_{dr} t)$ e $\omega_{dr} = \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}$ é a frequência amortecida modal.

As Equações 4.4 e 4.2 podem, então, ser usadas para obter a solução de $\{x(t)\}$:

$$\{x(t)\} = \sum_{r=1}^N \{\phi_r\} \cdot \int_{-\infty}^t \{\phi_r\}^T \{f(\tau)\} h_r(t - \tau) d\tau \quad (4.5)$$

onde N é o número de modos.

A Equação 4.5 pode ser especificada para uma única saída, $x_{jk}(t)$, devido a uma única força de entrada, $f_k(t)$, no ponto k .

$$x_{jk}(t) = \sum_{r=1}^N \phi_{jr} \phi_{kr} \cdot \int_{-\infty}^t f_k(\tau) h_r(t - \tau) d\tau \quad (4.6)$$

onde ϕ_{jr} é a j-ésima componente do modo de vibrar r .

A FRI entre a entrada k e a saída j resulta na Equação 4.6 para $f(\tau)$ sendo uma δ de Dirac em $\tau = 0$ (James et al, 1993). A integração é eliminada e obtém-se:

$$x_{jk}(t) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{jr} \phi_{kr}}{m_r \omega_{dr}} e^{(-\zeta_r \omega_r t)} \text{seno}(\omega_{dr} t) \quad (4.7)$$

O próximo passo do desenvolvimento teórico é formar a função de correlação cruzada de duas respostas (x_{jk} e x_{ik}) devido a uma entrada tipo ruído branco em um ponto k de entrada específico. A função de correlação cruzada $R_{jik}(T)$ é definida como o valor esperado do produto de duas respostas estimadas em um atraso de tempo T (James et al, 1993):

$$R_{jik}(T) = E[x_{jk}(t+T) x_{ik}(t)] \quad (4.8)$$

onde E é o operador de Esperança.

Substituindo a Equação 4.6 em 4.8, obtém-se a Equação 4.9, desde que $f_k(t)$ seja a única variável aleatória:

$$R_{jik}(T) = \sum_{r=1}^N \sum_{s=1}^N \phi_{jr} \phi_{kr} \phi_{is} \phi_{ks} \int_{-\infty}^t \int_{-\infty}^{t+\tau} h_r(t+T-\sigma) h_s(t-\tau) E[f_k(\sigma) f_k(\tau)] d\sigma d\tau \quad (4.9)$$

Da definição da função de auto-correlação e assumindo $f(t)$ como um ruído branco, então a função de auto-correlação de f é:

$$R_{ffk}(\tau - \sigma) = E[f_k(\tau) f_k(\sigma)] = \alpha_k \delta(\tau - \sigma) \quad (4.10)$$

onde α_k é uma constante e δ é a função Delta de Dirac.

Substituindo a Equação 4.10 em 4.9, e eliminando a primeira integração por meio do uso da definição da função δ , tem-se:

$$R_{jik}(T) = \sum_{r=1}^N \sum_{s=1}^N \alpha_k \phi_{jr} \phi_{kr} \phi_{is} \phi_{ks} \int_{-\infty}^t h_r(t+T-\tau) h_s(t-\tau) d\tau \quad (4.11)$$

A Equação 4.11 pode ser simplificada fazendo-se uma mudança da variável de integração. Se $\lambda = t - \tau$, então os limites de integração são zero e ∞ . Logo:

$$R_{jik}(T) = \sum_{r=1}^N \sum_{s=1}^N \alpha_k \phi_{jr} \phi_{kr} \phi_{is} \phi_{ks} \int_0^{\infty} h_r(\lambda + T) h_s(\lambda) d\lambda \quad (4.12)$$

Usando a definição de h , da Equação 4.4 e a forma de uma soma de senos resulta em:

$$h_r(\lambda + T) = \left[e^{(-\zeta_r \omega_r T)} \cos(\omega_{dr} T) \right] \frac{e^{(-\zeta_r \omega_r \lambda)} \text{seno}(\omega_{dr} \lambda)}{m_r \omega_{dr}} + \\ + \left[e^{(-\zeta_r \omega_r T)} \text{seno}(\omega_{dr} T) \right] \frac{e^{(-\zeta_r \omega_r \lambda)} \cos(\omega_{dr} \lambda)}{m_r \omega_{dr}} \quad (4.13)$$

Note que a substituição da equação 4.13 em 4.12 com a fórmula correspondente para h_s produz termos que dependem de T para serem retirados da integral e do segundo somatório (índice s), resulta em (James et al, 1993):

$$R_{jik}(T) = \sum_{r=1}^N \left[{}_r H_{jik} e^{(-\zeta_r \omega_r T)} \cos(\omega_{dr} T) + {}_r G_{jik} e^{(-\zeta_r \omega_r T)} \text{seno}(\omega_{dr} T) \right] \quad (4.14)$$

onde ${}_r H_{jik}$ e ${}_r G_{jik}$ são independentes de T , são funções de apenas parâmetros modais e compreendem completamente o somatório em s , mostrados a seguir.

$$\begin{Bmatrix} {}_r H_{jik} \\ {}_r G_{jik} \end{Bmatrix} = \sum_{s=1}^N \frac{\alpha_k \phi_{jr} \phi_{kr} \phi_{is} \phi_{ks}}{m_r \omega_{dr} m_s \omega_{ds}} \int_0^{\infty} e^{(-\zeta_r \omega_r - \zeta_s \omega_s) \lambda} \text{seno}(\omega_{ds} \lambda) \begin{Bmatrix} \text{seno}(\omega_{dr} \lambda) \\ s \cos(\omega_{dr} \lambda) \end{Bmatrix} d\lambda \quad (4.15)$$

A Equação 4.14 é o resultado chave desta derivação. Analisando-a, pode-se observar que a função de correlação cruzada é realmente uma soma de decaimentos senoidais com as mesmas características de uma função resposta ao impulso do sistema original (veja Equação 4.7). Logo, as funções de correlação cruzada podem ser usadas como FRI para estimativa dos parâmetros modais no domínio do tempo (James et al, 1993).

Por fim, ${}_r H_{jik}$ e ${}_r G_{jik}$ podem ser simplificados por:

$${}_r H_{jik} = \sum_{s=1}^N \frac{\alpha_k \phi_{jr} \phi_{kr} \phi_{is} \phi_{ks}}{m_r m_s \omega_{dr}} \left[\frac{I_{rs}}{J_{rs}^2 + I_{rs}^2} \right] \quad (4.16)$$

$${}_r G_{jik} = \sum_{s=1}^N \frac{\alpha_k \phi_{jr} \phi_{kr} \phi_{is} \phi_{ks}}{m_r m_s \omega_{dr}} \left[\frac{J_{rs}}{J_{rs}^2 + I_{rs}^2} \right] \quad (4.17)$$

onde $I_{rs} = 2\omega_{dr}(\zeta_r \omega_r + \zeta_s \omega_s)$ e $J_{rs} = \omega_{ds}^2 - \omega_{dr}^2 + (\zeta_r \omega_r + \zeta_s \omega_s)^2$

Para ilustrar a forma usual destes resultados, defini-se a quantidade γ_{rs} como:

$$\tan(\gamma_{rs}) = \frac{I_{rs}}{J_{rs}} \quad (4.18)$$

Utilizando-se esta relação nas Equações 4.16 e 4.17, têm-se:

$${}_r H_{jik} = \frac{\phi_{jr}}{m_r \omega_{dr}} \sum_{s=1}^N {}_{rs} \beta_{ik} (J_{rs}^2 + I_{rs}^2)^{-1/2} \text{seno}(\lambda_{rs}) \quad (4.19)$$

$${}_r G_{jik} = \frac{\phi_{jr}}{m_r \omega_{dr}} \sum_{s=1}^N {}_{rs} \beta_{ik} (J_{rs}^2 + I_{rs}^2)^{-1/2} \cos(\lambda_{rs}) \quad (4.20)$$

$$\text{onde } {}_{rs} \beta_{ik} = \frac{\alpha_k \phi_{kr} \phi_{is} \phi_{ks}}{m_s}.$$

Substituindo as Equações 4.19 e 4.20 em 4.14, e fazendo-se um somatório sobre todas as localizações de entrada n , para se obter a função de correlação cruzada devido à todas as entradas, obtém-se:

$$R_{ji}(T) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{jr}}{m_r \omega_{dr}} \sum_{s=1}^N \sum_{k=1}^n {}_{rs} \beta_{ik} (J_{rs}^2 + I_{rs}^2)^{-1/2} e^{(-\zeta_r \omega_r T)} \text{seno}(\omega_{dr} T + \gamma_{rs}) \quad (4.21)$$

Os somatórios internos em s e k são meramente um somatório de funções seno constantes no tempo, com fase variável e frequência fixa. A Equação 4.21 pode, portanto, ser rescrita como uma função de um único seno com um novo ângulo de fase (θ_r) e uma nova constante ${}_r A_i$.

$$R_{ji}(T) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{jr} {}_r A_i}{m_r \omega_{dr}} e^{(-\zeta_r \omega_r T)} \text{seno}(\omega_{dr} T + \theta_r) \quad (4.22)$$

Observa-se que a função de correlação cruzada da Equação 4.22 é uma soma de decaimentos senoidais da mesma forma que a função resposta ao impulso do sistema original na Equação 4.7. Tal fato permite que sejam utilizados os métodos de identificação modal no domínio do tempo, tais como, o Polireferência e o ERA.

Porém, uma das desvantagens da análise modal operacional é que parte dos parâmetros modais não pode ser estimada. Os fatores de participação modal não podem ser determinados, visto que as forças naturais que excitam a estrutura não são medidas. Consequentemente, os modos de vibrar não são estimados corretamente, uma vez que seus fatores de escala dependem de uma excitação natural desconhecida (Parloo et al, 2003).

Parloo et al (2005) apresentaram um método de normalização dos modos de vibrar com base na sensibilidade dos parâmetros modais. Sabe-se que através da adição ou remoção de uma ou mais massas, de pesos conhecidos, na estrutura, os modos operacionais de vibrar podem ser normalizados através da variação das frequências naturais.

Logo, a sensibilidade dos parâmetros modais devido a uma variação local na massa, na rigidez ou no amortecimento, pode ser determinada por meio das frequências naturais estimadas e dos modos de vibrar normalizados. Como exemplo, a sensibilidade do grau de liberdade (g.d.l.) j do modo de vibrar i , devido à variação de massa no g.d.l. k é dada pela Equação 4.23, (Parloo et al, 2003).

$$\frac{\partial \phi_{ji}}{\partial m_k} \approx -\frac{\phi_{ki}^2}{2} \phi_{ji} + \phi_{ki} \sum_{r=1, r \neq i}^N \frac{\omega_i^2}{(\omega_r^2 - \omega_i^2)} \phi_{kr} \phi_{jr} \quad (4.23)$$

com N sendo o número de modos e considerando que a sensibilidade da frequência natural ω_i à variação local da massa no g.d.l. k é dada por (Xinodong et al, 2007), (Parloo et al, 2003 e 2005):

$$\frac{\partial \omega_i}{\partial m_k} = -\frac{1}{2} \omega_i \phi_{k,i}^2 \quad (4.24)$$

Sendo assim, a variação na frequência natural $\Delta \omega_i$, para um dado modo i , causada pela presença de n pequenas variações de massa Δm_k no g.d.l. k de uma estrutura, pode ser obtida da seguinte aproximação de primeira ordem:

$$\Delta \omega_i \cong \sum_{k=1}^n \frac{\partial \omega_i}{\partial m_k} \Delta m_k \quad (4.25)$$

Como já mencionado anteriormente, na análise modal operacional apenas parte do modelo modal pode ser determinada, uma vez que as forças naturais que excitam a estrutura não são medidas e os fatores de participação modal não podem ser determinados. Consequentemente, os autovetores estimados permanecem fora de escala (dependentes do nível desconhecido da excitação natural). Com isso, a relação entre o autovetor $\{\psi\}_i$ sem escala, $(N_o \times 1)$ - obtido via análise modal operacional - e o autovetor corretamente normalizado $\{\phi\}_i$, obtida de um teste de vibração forçado clássico, do modo i , pode ser expressa pela Equação 4.26 (Parloo et al, 2003).

$$\{\phi\}_i = \alpha_i \{\psi\}_i \quad (4.26)$$

onde α_i é um fator de escala operacional para o modo i , dependente do nível da excitação natural e do número de respostas N_o .

Demonstra-se que uma estimativa do fator de escala α_i pode ser obtida através da adição experimental de massa na estrutura (Parloo et al, 2007). Uma aproximação de primeira ordem de α_i para um modo normal i é dada pela Equação 4.27.

$$\alpha_i \cong \sqrt{-\frac{2\Delta \omega_i}{\omega_i \sum_{k=1}^n (\psi_{ki})^2 \Delta m_k}} \quad (4.27)$$

onde k é a posição da mudança de massa Δm_k e n é o número de variações de massas usado.

4.2. Conceitos de Realização

Para construir um modelo, surge uma questão fundamental que se trata da possibilidade ou não de os estados do sistema de interesse serem excitados (controlados) e/ou observados. (Juang, 1994). A partir do sistema escrito na forma de espaço de estados é possível derivar teorias que permitem investigar se todos os espaços em questão podem ser controlados e/ou observados (Alves, 2005). Dados os sistemas invariantes no tempo:

$$\{\dot{u}(t)\} = [A_c]\{u(t)\} + [B_c]\{w(t)\} \quad (4.28)$$

$$\{y(t)\} = [C_c]\{u(t)\} + [D_c]\{w(t)\} \quad (4.29)$$

suas representações no domínio do tempo discreto são:

$$u(k+1) = A'u(k) + B'w(k) \quad (4.30)$$

$$y(k) = C'u(k) + D w(k) \quad (4.31)$$

onde:

- u é o vetor de estado ($2N \times 1$);
- w é o vetor de entrada ou de controle ($q \times 1$), considerado um sinal aleatório;
- y é o vetor das saídas, respostas medidas ($p \times 1$);
- A_c e A' são as matrizes de estado que descrevem a dinâmica do sistema nos domínios contínuo e discreto, respectivamente ($2N \times 2N$);
- B_c e B' são as matrizes de entrada nos domínios contínuo e discreto, respectivamente ($2N \times q$);
- C_c e C' são as matrizes dos sensores ($p \times 2N$), de saída do sistema para o vetor de estado u , nos domínios contínuo e discreto, respectivamente.
- D_c e D são as matrizes de transmissão direta ($p \times q$), domínios contínuo e discreto, respectivamente. Transmitem diretamente a entrada w para a saída y sem intermediação da equação de estado.

A matriz de estado A_c é dada em função dos parâmetros do sistema, matriz de massa, amortecimento e rigidez. Já a matriz de entrada B_c depende também das entradas e , portanto, é necessário antes conhecer o número de entradas w e suas localizações. A matriz de saída C_c depende do número e localização dos sensores usados para medir a saída do sistema (Nunes, 2006).

As Equações 4.30 e 4.31 são usadas para determinar a resposta do sistema para qualquer entrada (Juang, 1994).

A solução no tempo t_f da Equação 4.28 é dada por:

$$u(t_f) = e^{A_c(t-t_0)} u(t_0) + \int_{t_0}^{t_f} e^{A_c(t_f-\tau)} B_c w(\tau) d\tau \quad (4.32)$$

para $t \geq t_0$. A solução para representação discreta, Equação 4.28, no tempo $t_f = k\Delta t$, onde Δt é o tempo de amostragem, pode ser representada por:

$$u(k) = A'^{(k)} u(0) + \sum_{i=1}^k A'^{(i-1)} B' w(k-i) \quad (4.33)$$

ou por uma forma matricial compacta:

$$u(p) = A^k u(0) + \begin{bmatrix} B' & A'B' & A'^2 B' & \dots & A'^{(k-1)} B' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w(k-1) \\ w(k-2) \\ w(k-3) \\ \vdots \\ w(0) \end{bmatrix} \quad (4.34)$$

onde $u(0) = u(t_0)$ é o estado inicial em $t = t_0$.

Para os sistemas das Equações 4.30 e 4.31, aplica-se uma força impulsiva unitária da forma $w = [1 \ 0 \ 0 \ \dots \ 0]$, e considerando-se condições iniciais nulas $u(0) = 0$, é possível obter a expressão para resposta impulsiva Y , cuja dimensão é $(p \times 2N)$, como se segue (Alves, 2005):

$$\begin{aligned}
k=0 &\Rightarrow \begin{cases} u(1) = A'u(0) + B'w(0) = B' \\ y(0) = C'u(0) + Dw(0) = D \end{cases} \\
k=1 &\Rightarrow \begin{cases} u(2) = A'u(1) + B'w(1) = A'B' \\ y(1) = C'u(1) + Dw(1) = C'B' \end{cases} \\
k=2 &\Rightarrow \begin{cases} u(3) = A'u(2) + B'w(2) = A'^2 B' \\ y(2) = C'u(2) + Dw(2) = C'A'B' \end{cases} \\
k=3 &\Rightarrow \begin{cases} u(4) = A'u(3) + B'w(3) = A'^3 B' \\ y(3) = C'u(3) + Dw(3) = C'A'^2 B' \end{cases} \\
&\vdots \\
k=\dots &\Rightarrow \begin{cases} u(k+1) = A'u(k) + B'w(k) = A'^k B' \\ y(k) = C'u(k) + Dw(k) = C'A'^{(k-1)} B' = Y_k \end{cases}
\end{aligned}$$

resultando nos parâmetros de Markov dados pela seqüência:

$$Y_0 = D, \quad Y_1 = C'B', \quad Y_2 = C'A'B', \quad \dots, \quad Y_k = C'A'^{k-1} B' \quad (4.35)$$

Logo, a realização é a obtenção do tripé $[A', B', C']$ a partir dos parâmetros de Markov (Equação 4.35). É o processo de construção da representação, em espaço de estados, de um sistema a partir de dados experimentais. Já a realização mínima entende-se por um modelo que tem a menor dimensão possível em espaço de estados entre todos os sistemas realizáveis que tem a mesma relação entrada/saída (Juang, 1994).

Assumindo-se que A' de ordem $2N$ tem um conjunto completo de autovetores linearmente independentes $(\psi_1, \psi_2, \dots, \psi_{2N})$ com respectivos autovalores $(\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{2N})$, os quais não são necessariamente distintos, define-se a matriz diagonal de autovalores Λ e a matriz de autovetores Ψ como (Juang, 1994):

$$\begin{aligned}
\Lambda &= \text{diag}(\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{2N}) \\
\Psi &= [\psi_1, \psi_2, \dots, \psi_{2N}]
\end{aligned} \quad (4.36)$$

A realização $[A', B', C']$ pode ser transformada para a realização $[\Lambda, \Psi^{-1}B', C'\Psi]$, a matriz Λ contém as informações dos fatores de amortecimento modal e as frequências naturais amortecidas. A matriz $\Psi^{-1}B'$ define as amplitudes modais iniciais e a matriz $C'\Psi$ os modos de vibrar nos pontos dos sensores. Portanto, todos os parâmetros modais do sistema podem ser identificados através do tripé $[\Lambda, \Psi^{-1}B', C'\Psi]$ (Juang, 1994). Os fatores de amortecimento desejados e as frequências naturais amortecidas são as partes real e imaginária dos autovalores Λ_c , depois da transformação do modelo discreto no domínio do tempo para o modelo contínuo no tempo, através da Equação 3.37.

$$\Lambda_c = \frac{\ln(\Lambda)}{\Delta t} \quad (4.37)$$

onde Δt é o intervalo de tempo de amostragem.

É, portanto, possível se identificar as excitações do sistema de posse das respostas medidas e das constantes A' , B' e C' , cujas determinações estão mostradas no Capítulo III (subcapítulo 3.2). Considerando C' uma matriz quadrada de ordem $2N$, com $2N = p$, e o termo $Dw(k) = 0$, devido às condições iniciais nulas, consegue-se estimar o vetor de entrada $w(k)$ das Equações 4.30 e 4.31.

Vale ressaltar que neste trabalho foi utilizado o método de realização ERA para identificação das forças de excitação.

4.3. Técnica para distinção dos modos computacionais de modos genuínos

Considere o modelo em coordenadas modais das Equações 4.38 e 4.39 discreto no tempo, identificado com r entradas e s saídas.

$$u_m(k+1) = \hat{\Lambda} u_m(k) + \hat{B}_m w(k) \quad (4.38)$$

$$y(k) = \hat{C}_m u_m(k) + D w(k) \quad (4.39)$$

onde $\hat{\Lambda}$ é a matriz diagonal contendo os autovalores identificados $\hat{\lambda}_i$ ($i = 1, 2, \dots, 2N$) do sistema, $\hat{B}_m$ e $\hat{C}_m$ são as matrizes de entrada e saída em coordenadas modais, respectivamente, com:

$$\hat{\mathbf{B}}_m = \begin{bmatrix} \hat{b}_1 \\ \hat{b}_2 \\ \vdots \\ \hat{b}_{2N} \end{bmatrix} \quad \text{e} \quad \hat{\mathbf{C}}_m = [\hat{c}_1 \quad \hat{c}_2 \quad \cdots \quad \hat{c}_{2N}] \quad (4.40)$$

Devido ao vetor y medido ser real, todos as quantidades complexas nas Equações 4.38 e 4.39, incluindo os autovalores, são pares complexos conjugados. Os parâmetros de Markov são expressos segundo a Equação 4.41 (Alves, 2005).

$$\hat{\mathbf{Y}}_k = \hat{\mathbf{C}}_m \hat{\mathbf{\Lambda}}^{k-1} \hat{\mathbf{B}}_m = \sum_{i=1}^{2N} \hat{c}_i \hat{\lambda}_i^{k-1} \hat{b}_i \quad (4.41)$$

Cada parâmetro de Markov da Equação 4.41 pode ser escrito como uma combinação das $2N$ componentes que contribuem para o modelo a partir de diferentes coordenadas modais. Portanto, cada coordenada tem uma seqüência de parâmetros de Markov dada por:

$$\left\{ \hat{c}_i \hat{b}_i \quad \hat{c}_i \lambda_i \hat{b}_i \quad \hat{c}_i \lambda_i^2 \hat{b}_i \quad \cdots \quad \hat{c}_i \lambda_i^{\ell-2} \hat{b}_i \right\} \quad i = 1, \dots, 2N \quad (4.42)$$

onde ℓ o comprimento do vetor dos dados.

Seja a seqüência definida como (Alves, 2005):

$$\hat{q}_i = \left[\hat{b}_i \quad \lambda_i \hat{b}_i \quad \lambda_i^2 \hat{b}_i \quad \cdots \quad \lambda_i^{\ell-2} \hat{b}_i \right] \quad (4.43)$$

onde $\hat{q}_i$ indica o histórico do tempo identificado da amplitude modal do i -ésimo modo. Logo, a seqüência completa dos parâmetros de Markov é dada por:

$$\hat{\mathbf{Y}} = \mathbf{D} \sum_{i=1}^{2N} \hat{c}_i \hat{q}_i \quad (4.44)$$

Para se obter o histórico temporal “esperado” da amplitude modal do i -ésimo modo, deve-se transformar a matriz de controlabilidade W (definida no Capítulo III) para coordenadas modais (Alves, 2005).

$$W_m = \hat{\Psi}^{-1} \Sigma_{2N}^{1/2} V_{2N}^T \quad (4.45)$$

onde W_m é a matriz de controlabilidade modal.

Desenvolvendo a Equação 4.46, a qual já foi definida no Capítulo III, obtém-se a Equação 4.47, que contempla o histórico temporal “esperado” (Alves, 2005).

$$[H(0)] = \begin{matrix} [U] & [\Sigma] & [V]^T \\ \text{(prxqs)} & \text{(prxpr)} & \text{(prxps)} \text{ (psxqs)} \end{matrix} \quad (4.46)$$

$$\bar{W} = \begin{bmatrix} \bar{q}_1 \\ \bar{q}_2 \\ \vdots \\ \bar{q}_{2N} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} b_1 & \lambda_1 b_1 & \cdots & \lambda_1^{\ell-2} b_1 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} b_2 & \lambda_2 b_2 & \cdots & \lambda_2^{\ell-2} b_2 \end{bmatrix} \\ \vdots \\ \begin{bmatrix} b_{2N} & \lambda_{2N} b_{2N} & \cdots & \lambda_{2N}^{\ell-2} b_{2N} \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (4.47)$$

Na Equação 4.45 a matriz W_m advém dos fatores Σ e V , que são provenientes da decomposição da matriz de Hankel na Equação 4.46, onde esta última é construída a partir dos sinais de saída medidos. O histórico temporal dos modos identificados é totalmente determinado a partir do sistema identificado em coordenadas modais. Logo, justifica-se o porquê que a matriz W_m contempla o histórico no tempo das amplitudes modais.

O MAC (Coerência da Amplitude Modal), definido na Equação 4.48, pode ser entendido como sendo o produto escalar entre os históricos no tempo das amplitudes modais do i -ésimo modo, identificado $\hat{q}_i^*$ e “esperado” $\bar{q}_i$, sendo “*” referente ao transposto conjugado.

$$MAC_i = \frac{|\bar{q}_i \hat{q}_i^*|}{\sqrt{|\bar{q}_i \bar{q}_i^*| \cdot |\hat{q}_i \hat{q}_i^*|}} \quad (4.48)$$

onde o índice i compreende o intervalo $[1, 2N]$, sendo $2N$ a ordem estimada para o sistema.

De acordo com a Equação 4.46, o $0 \leq \text{MAC}_i \leq 1$, o que leva a conclusão de que quanto mais próximo de da unidade for o MAC, mais próximo o modo estimado está do modo real.

Uma outra técnica utilizada para distinguir os modos computacionais dos modos genuínos é o MSV (Valor Singular do Modo). Esta técnica caracteriza a contribuição de cada modo para identificar a resposta impulsiva do modelo, ou os parâmetros de Markov. Por conseguinte, um modo com uma grande contribuição para a resposta impulsiva do modelo identificado, apresenta uma grande contribuição para a resposta impulsiva dos dados. Esta informação garante a eficiência do algoritmo na identificação (Alves, 2005). Da Equação 4.42 fica evidente que cada coordenada modal contribui para a resposta impulsiva por meio de cada seqüência modal, que é quantificada pelo seu máximo valor singular, ou seja:

$$\text{MSV}_i = \sqrt{|\hat{c}_i| \left(1 + |\hat{\lambda}_i| + |\hat{\lambda}_i^2| + \dots + |\hat{\lambda}_i^{\ell-2}| \right) |\hat{b}_i|} = \sqrt{\frac{|\hat{c}_i| \cdot |\hat{b}_i|}{1 - |\hat{\lambda}_i|}} \quad (4.49)$$

onde o sinal de aproximação é válido somente quando $|\hat{\lambda}_i| < 1$ e o número de parâmetros de Markov, ℓ , é suficientemente grande.

4.4. Mau Condicionamento Numérico

Os elementos da matriz de coeficientes e do vetor independente de um sistema de equações lineares são na grande maioria das aplicações inexatos. Esta falta de exatidão pode ser originada porque os dados são resultantes de experimentos ou calculados através de operações que carregam erros de arredondamento, ou mesmo do próprio armazenamento dos elementos em uma aritmética finita. A questão é quando a perturbação introduzida em elementos do sistema pode alterar a resposta.

Equações algébricas lineares mal condicionadas são caracterizadas como sistemas que são sensíveis a precisão dos cálculos numéricos, ou seja, há uma dificuldade em se encontrar uma solução numérica. O mau condicionamento ocorre quando a matriz coeficiente é de difícil decomposição devido ao seu determinante tender a zero ou próximo de zero, ou à pequenas perturbações no lado direito produzindo grandes mudanças na solução (Silva, 2000).

É extremamente desejável adquirir os dados de alta qualidade dos testes de vibração para muitas áreas das aplicações. De fato, os dados de alta qualidade da FRF são exigidos em quase

toda a aplicação que envolve a inversão da matriz. Entretanto, há alguns erros experimentais inevitáveis. Uma das fontes de erro que diminuem significativamente a qualidade das FRFs é o ruído. Sanliturk et al (2005) utilizaram a teoria da matriz de Hankel combinada com DVS para minimização do ruído nos dados medidos das FRFs.

Silva (2000) utilizou o método do gradiente conjugado para resolver problemas de mau condicionamento numérico de equações de estimação utilizando o método de identificação baseado na deconvolução no domínio do tempo. Jacquelin et al, (2003) utilizaram a técnica de regularização por DVS também para uma problema de deconvolução para reconstrução de força via medições indiretas.

Neste trabalho foi utilizado o método de regularização por DVS. Com base na técnica de decomposição por valor singular é possível determinar o número de condicionamento de uma matriz, e conseqüentemente realizar a regularização de uma matriz mal condicionada.

O número de condicionamento de uma matriz é expresso pela relação entre $\sigma_{\max}/\sigma_{\min}$, onde $\sigma_{\max}$ e $\sigma_{\min}$ são, respectivamente o maior e o menor valores singulares da matriz a ser invertida. De acordo com esta definição, o valor singular de uma matriz será sempre um valor positivo igual ou superior a unidade. Se a matriz tiver um valor singular muito menor que os demais, ela terá um elevado número de condicionamento, o significará na sua quase singularidade. Isto reflete o mau condicionamento numérico. Pode-se estabelecer um critério onde qualquer valor singular menor do que um valor prescrito será considerado zero, evitando assim problemas numéricos (Maia e Silva, 1997). Este cálculo pode ser um indicador de possíveis problemas numéricos, sendo que um alto número de condicionamento pode amplificar qualquer pequena perturbação nas saídas (respostas) do sistema, resultando em um grande erro nas entradas (excitações).

A regularização por DVS consiste em considerar nulos os menores valores singulares da matriz a ser invertida, na construção da matriz Σ^+ (Equação 4.50), já definida no Capítulo III. Contudo, o valor abaixo do qual os valores singulares são considerados nulos é arbitrário, não havendo um procedimento definitivo para sua escolha.

$$\Sigma^+ = \begin{cases} \sigma_{ii}^+ = 1/\sigma_{ii}, & \sigma_{ii} > 0 \\ \sigma_{ii}^+ = 0, & \text{se } \sigma_{ii} = 0 \\ \sigma_{ij}^+ = 0, & \text{para } i \neq j \end{cases} \quad (4.50)$$

Capítulo V

Metodologia

Como o principal objetivo deste trabalho é monitorar o fim de vida de ferramentas de corte, será apresentada, neste capítulo, uma metodologia baseada na técnica de Análise Modal Operacional (AMO) para estimar um modelo dinâmico a ser utilizado na identificação dos esforços de usinagem envolvidos no processo de corte. Para estudar a influência dos diversos parâmetros na qualidade dos resultados, será usado um modelo modal de um porta-ferramentas de um torno obtido a partir de um modelo de elementos finitos MEF. Posteriormente, a metodologia desenvolvida será validada experimentalmente em um processo de torneamento.

O modelo estrutural e de elementos finitos do porta-ferramentas do torno *ROMI Multiplice 3D* estão mostrados nas Figuras 5.1 e 5.2. O modelo MEF, gerado através do software *Ansys Release 11.0* (Ansys, 2008), consiste em elementos cúbicos do tipo SOLID45 de 8 nós com três graus de liberdade por nó (deslocamento nas direções X,Y e Z). Na construção do modelo foram utilizados 4137 elementos e 5525 nós, espaçados de 5 milímetros em cada direção, com o modelo engastado na base.

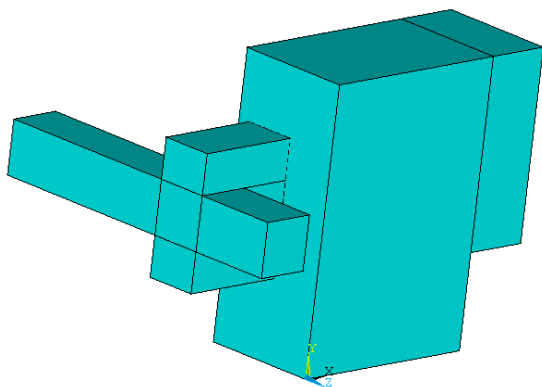


Figura - 5.1. Volumes do modelo.

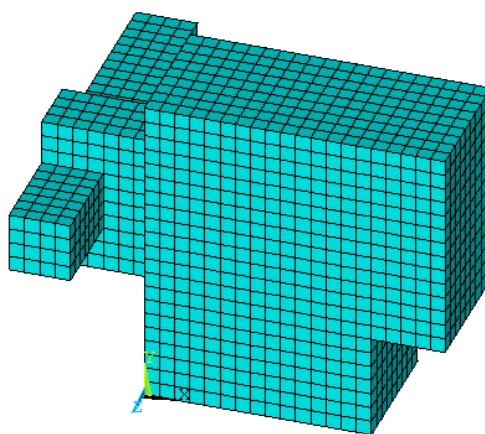


Figura 5.2 - Elementos do modelo.

Foram aplicadas três componentes de força unitária (direções X, Y e Z) no nó 4602 (Figura 5.3), que representa a ponta da ferramenta. Os autovalores e os autovetores do modelo foram determinados por meio do método de análise modal do ANSYS. Para simular o comportamento

dinâmico do sistema, foi utilizado um modelo modal reduzido de 10 graus de liberdade para a obtenção das funções resposta ao impulso. Por meio da convolução entre estas respostas ao impulso e as excitações aleatórias aplicadas no nó 4602, são obtidas as respostas de deslocamento, velocidade e aceleração, no domínio do tempo. As respostas foram determinadas para os 12 nós indicados na Figura 5.3. Os fatores de amortecimento para todos os modos foram assumidos iguais a 6%. As dez primeiras frequências naturais utilizadas na modelagem foram de 1814, 2045, 2745, 3309, 3605, 6141, 6774, 8712, 8974 e 9567 Hz.

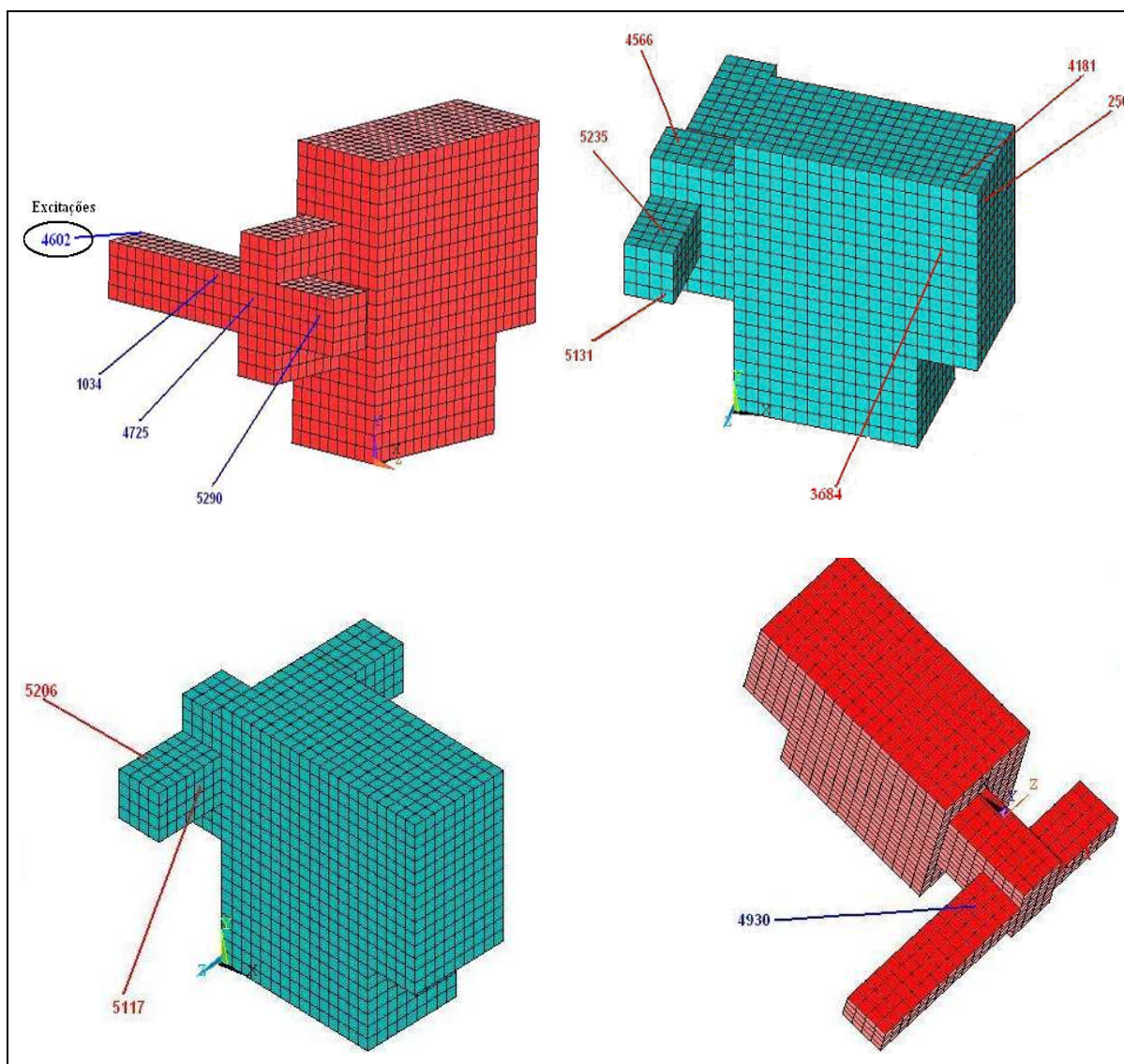


Figura 5.3 - Posição dos nós.

O critério de seleção das posições dos nós baseou-se nas formas de vibrar resultantes dos 10 modos de vibração utilizados no modelo. Procurou-se optar por nós representativos das formas de vibrar dos modos sob análise e que não fossem muito próximos da ponta da ferramenta, uma vez que é inviável a colocação de sensores de vibração nesta região. Isto se deve ao fato de que se o sensor estiver localizado próximo à ferramenta ele pode ser danificado devido ao processo de retirada do cavaco. Na Figura 5.4 estão apresentadas as dez formas dos modos de vibrar do sistema.

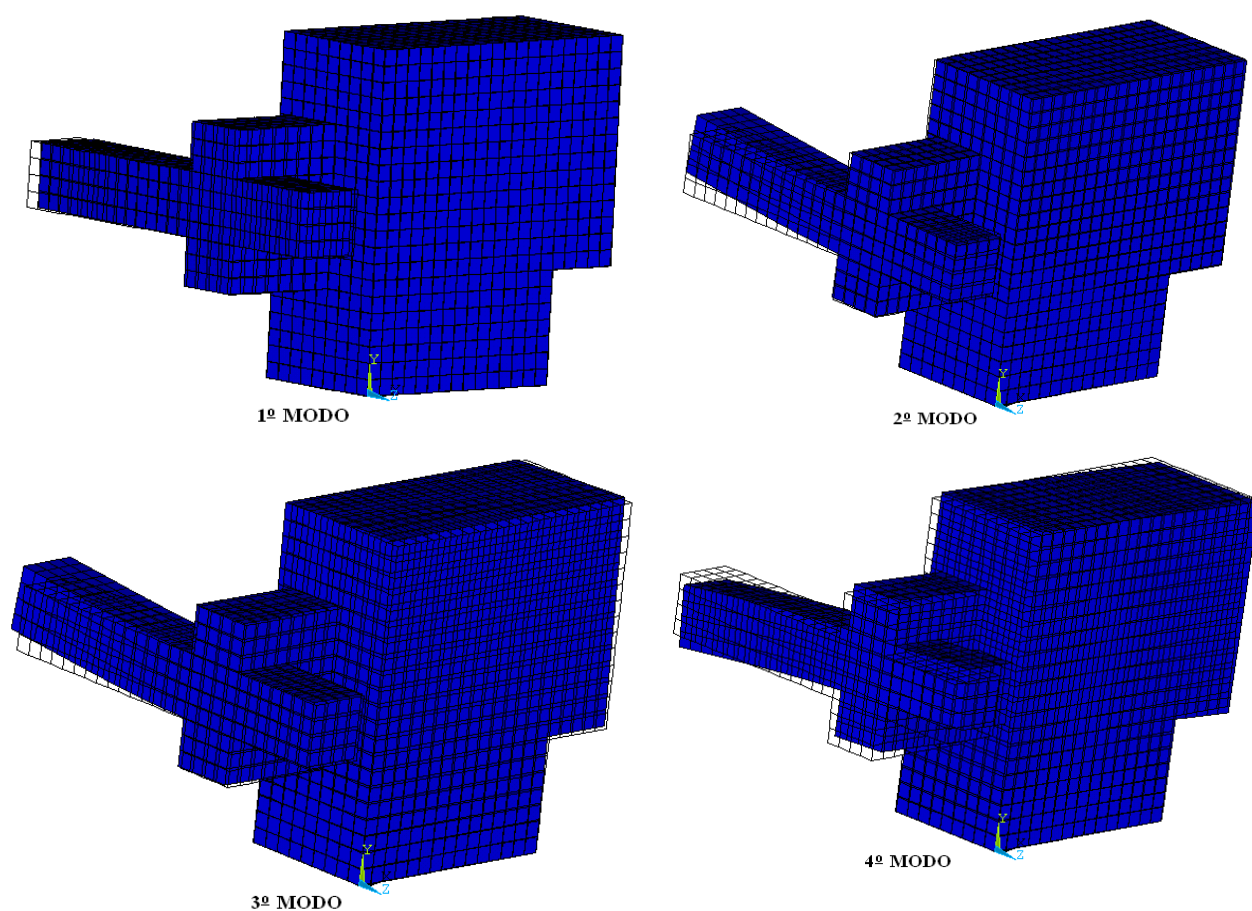


Figura 5.4a – Formas dos quatro primeiros modos de vibrar do sistema.

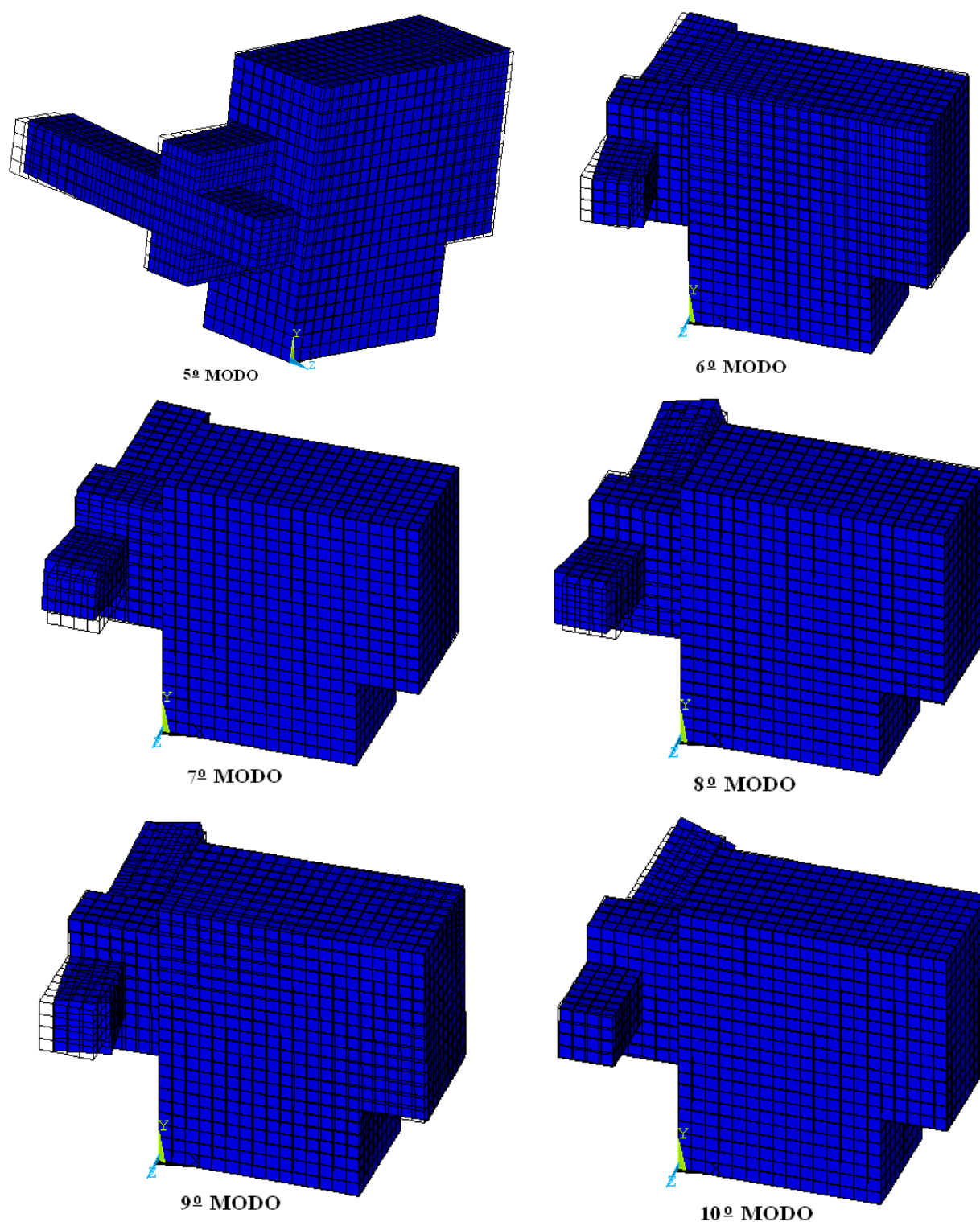


Figura 5.4b – Formas do quinto ao décimo modos de vibrar do sistema.

Para se definirem os parâmetros de simulação, tais como tempo total de aquisição e número de pontos da FFT na estimativa das funções de correlação, após uma análise prévia foram

utilizados os nós 250, 1034, 5117, 5235 e 5290, sendo o último aplicado como referência. As respostas destes (total de 30) foram utilizadas, via Técnica de Excitação Natural (NExT – Natural Excitation Technique), para obtenção do metamodelo e identificação das três componentes de excitações aleatórias. As análises foram realizadas com cinco nós para representar um número limitado de sensores, uma vez que quanto maior o número de graus de liberdade utilizado no modelo, melhor tende a ser o representado.

Realizou-se uma análise inicial para verificação das respostas, de deslocamento, velocidade ou de aceleração, mais indicadas para serem tomadas como referência. Para tanto, as respostas foram simuladas com uma taxa de amostragem de 25000 Hz e um tempo total de aquisição de 40s. As funções de correlação para determinação das FRIs foram estimadas via FFT (número de amostras 1024). A resolução em frequência resultante é, portanto, de 24 Hz. Para esta análise prévia, as FRIs foram determinadas com uma dimensão de 256×1 .

O próximo passo é a escolha dos parâmetros r e s , respectivamente, número de linhas e colunas da matriz de Hankel, para determinação do metamodelo via realização mínima. Segundo Nunes (2006), o número de blocos de linhas i (r) da matriz de Hankel é uma variável pré-definida que deve ser suficientemente grande, isto é, $l \cdot i \geq n$, onde n ($2N$) é a ordem do sistema a ser identificado e l é o número de respostas. Como não se conhece a priori a ordem n , assume-se que $i = 2 \cdot n / l$. O número de colunas j (s) é dado por $j = (\text{npontos}) - 2i + 1$, onde “npontos” é o comprimento dos vetores de resposta.

Na Figura 5.5 está mostrado um exemplo da FRI obtida via correlação cruzada entre as respostas de deslocamento na direção X dos nós 5290 e 250. Utilizou-se um valor de “npontos” igual a 133, indicado na Figura 5.5, devido ao fato da amplitude da FRI tender a zero aproximadamente neste valor. Logo, obtiveram-se:

$$r = \frac{2 \cdot 2N}{l} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 10}{30} = 1,33 \quad (5.1)$$

$$s = \text{"npontos"} - 2 \cdot r + 1 = 133 - 2 \cdot 1,33 + 1 = 131 \quad (5.2)$$

utilizando-se $r = 27$ ($1,33 \times 20$) e $s = 131$.

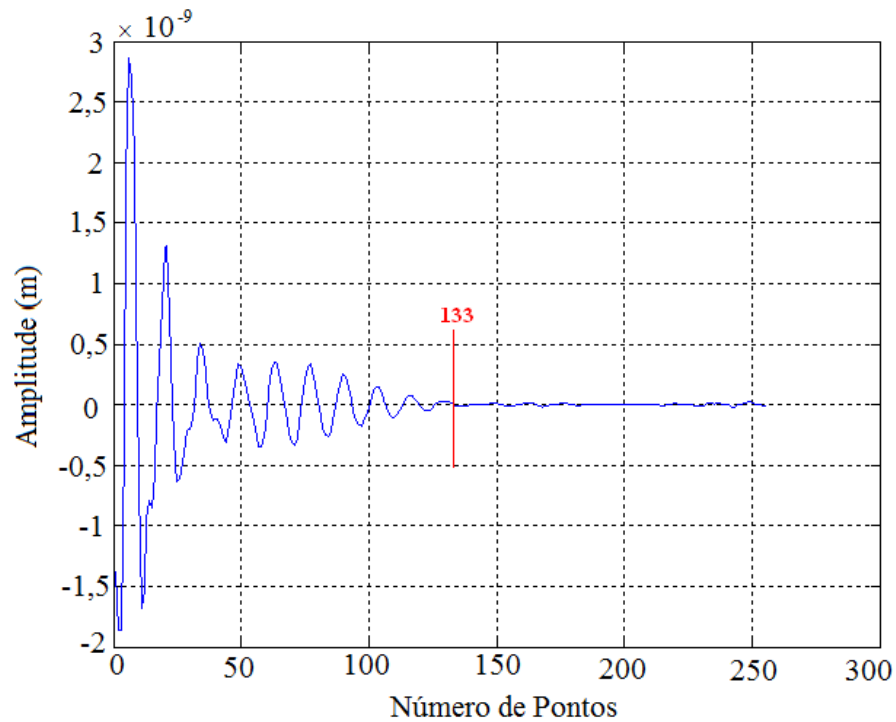


Figura 5.5 - FRI obtida via correlação cruzada entre as resposta de deslocamento na direção X dos nós 5290 e 250.

O critério utilizado para definir a qualidade da modelagem foi a correlação entre os espectros das forças estimadas, via metamodelo, e as impostas.

O critério estatístico utilizado para definir o número de graus de liberdade do metamodelo foi o da comparação de modelos baseada na distribuição F com um nível de significância de 5%. Uma vez que o número de modos do modelo dinâmico é 10, utilizou-se um número de graus de liberdade dado por, $\nu_{10} = 10(1 + n_e + n_s)$ para a comparação dos metamodelos, onde n_e e n_i são o número de entradas e saídas do sistema, respectivamente. Portanto, realizou-se a comparação entre os erros médios quadráticos dos metamodelos testados, aplicando-se a Equação 5.3. O erro médio quadrático foi calculado para as respostas impulsivas. A hipótese considerada é a de que o modelo com um grau de liberdade menor é suficiente para obtenção do metamodelo, sendo os graus de liberdade adicionais usados para ajustar o erro experimental.

$$F = \frac{|e_k^2 - e_{k-1}^2| / (\nu_k - \nu_{k-1})}{e_k^2 / (\nu_{10} - \nu_k)} < f \quad (5.3)$$

onde:

e_k^2 é o erro médio quadrático do modelo de k modos;

ν_k é o número de graus de liberdade do modelo ajustado com k modos;

ν_{10} é o número total de graus de liberdade, modelo ajustado com 10 modos;

f é o valor da distribuição acumulada F que excede 95% das amostras da distribuição com $(\nu_k - \nu_{k-1})$ graus de liberdade no numerador e $(\nu_{10} - \nu_k)$ graus de liberdade no denominador.

As simulações destas análises prévias consistiram em:

- Utilização de 3 respostas de deslocamento e 3 de velocidade para cada nó, com as respostas de deslocamento tomadas como referência para determinação da função de correlação;
- Utilização de 3 respostas de deslocamento e 3 de velocidade para cada nó, com as respostas de velocidade tomadas como referência;
- Utilização de 3 respostas de velocidade e 3 de aceleração para cada nó, com as respostas de velocidade tomadas como referência;
- Utilização de 3 respostas de velocidade e 3 de aceleração para cada nó, com as respostas de aceleração tomadas como referência.

Com o melhor resultado, realizou-se uma análise para se verificar qual número de pontos da FFT na estimativa da função de correlação mais indicado para estimativa das forças. Em vista disso, foram realizadas simulações com 128, 256, 512 e 1024 amostras, para a FRI com a dimensão de 128×1 .

Vale ressaltar que as análises foram realizadas com 128 pontos para FRI (Figura 5.5) por ser um número suficiente para determinação do modelo. Para uma confiança de 95% na estimativa da FFT faz-se o produto tempo-largura de banda $TB \approx 400$ (Bendat e Piersol, 2000). Logo, para $T = 20$ segundos, $B \geq 20$ Hz e, sendo a taxa de amostragem 25000 Hz, o número de amostras necessário é inferior a 1250. Por isso o número máximo de pontos utilizado nas simulações para estimativa da FFT foi 1024.

Definido o número de pontos utilizado para estimativa da FFT, fizeram-se simulações com tempos totais de 10 e 20 segundos para as respostas. Devido aos elevados custos computacionais e a um futuro monitoramento em tempo real, procurou-se minimizar o tempo de aquisição necessário para obtenção de forças identificadas com comportamentos espectrais semelhantes ao da força teórica aplicada no nó.

Por conseguinte, definidas as respostas tomadas como referência, o número de pontos da FFT e o tempo de aquisição utilizados na NExT, realizou-se uma análise de sensibilidade para se

definir quais nós são mais indicados para a determinação do modelo e identificação das forças triaxiais.

Os metamodelos foram determinados com 3 g.d.l.. Isto se deve ao fato de que para a identificação das forças, a matriz dos sensores ($C'_{(p \times 2N)}$) – definida no Capítulo IV, Equação 4.26) deve ter no máximo a mesma ordem de grandeza do vetor das saídas ($y_{(p \times 2N)}$), ou seja, como C' (ordem $2N$) é considerada quadrada para que seja inversível e $2N = p$, com $p = 6$ (três respostas de deslocamento e três de velocidade), então N (número de graus de liberdade) deve ser 3.

Os valores de r e s da matriz de Hankel, para todas as simulações foram determinados utilizando-se “npontos” = 125 e as Equações 5.1 e 5.2. Foram definidos heurísticamente de acordo com os menores erros médios quadráticos.

Sabe-se que quanto maior o número de graus de liberdade utilizados na NExT, melhor representado é o modelo e conseqüentemente, maior é a confiança na identificação do sistema. Porém, como nem sempre na prática é possível se dispor de uma cadeia de instrumentação com uma grande quantidade de sensores, realizaram-se simulações com a combinação de dois nós, três sensores por nó, utilizando os que apresentaram melhores resultados para identificação das forças. Vale ressaltar que os modelos foram determinados para 6 g.d.l., uma vez que foram utilizadas 12 respostas (seis de cada nó).

Para fins de análise, após a seleção da melhor combinação de nós, realizaram-se as seguintes simulações:

- 1) Identificação de uma força harmônica de 150 Hz.
- 2) Identificação de um *chirp* linear cortando 150 Hz no instante $t = 1$ s.
- 3) Identificação de uma força aleatória adicionada a dois harmônicos de 60 Hz e 500 Hz, sendo utilizada a mesma força para determinação do modelo modal.
- 4) Identificação de uma força harmônica de 150 Hz dada a presença de dois harmônicos de 60 Hz e 500 Hz na força de excitação.
- 5) Identificação de um *chirp* linear cortando 150 Hz no instante $t = 1$ s, dada a presença de dois harmônicos de 60 Hz e 500 Hz na força de excitação.
- 6) Identificação de uma força aleatória adicionada a um harmônico de 2000 Hz próximo de uma frequência natural, sendo utilizada a mesma força para determinação do modelo modal.

A identificação (3) foi realizada com o intuito de se simular as condições de operação de máquinas rotativas. O efeito de ruído na entrada do sistema (excitação) não foi simulado devido ao fato de que se a característica da entrada for típica de um ruído branco então, esta pode ser

modelada implicitamente pelos termos de ruído, resultando em um sistema puramente aleatório (Nunes, 2006).

Destaca-se que todas as respostas simuladas foram filtradas na metade da máxima frequência natural, utilizando-se um filtro passa baixa, Chebyshev tipo I de sexta ordem (*ripple* de 0,5 dB). Segundo Duarte (1994) os modos a serem utilizados em simulações dinâmicas são aqueles cujas frequências naturais são inferiores a 2,0 vezes a frequência máxima de interesse.

Capítulo VI

Resultados das Simulações para Identificação das Forças Aplicadas ao Modelo do Porta-ferramenta de um Torno

Neste capítulo estão mostrados os resultados do estudo da influência de parâmetros na qualidade de determinação do metamodelo e de identificação das forças. Para tanto foi estudada a influência dos parâmetros de deslocamento, velocidade ou aceleração utilizados como referência para a determinação das funções de correlação, bem como o número de pontos da FFT e o tempo de aquisição suficiente para estimativa das funções de correlação. Estão apresentados também os resultados da análise de sensibilidade para identificação dos melhores pontos de medição e de identificação de forças tipo senoidais, *chirp* e harmônicos somados às forças aleatórias.

6.1. Respostas de Deslocamento, Velocidade ou de Aceleração Utilizadas como Referência na Determinação da Função de Correlação

Neste subcapítulo estão mostrados os resultados da verificação das respostas de deslocamento, velocidade ou de aceleração (combinação dos nós 250/1034/5117/5235/5290) mais indicadas como referência para obtenção do metamodelo e da identificação das forças nas direções X, Y e Z.

Na Tabela 6.1 estão apresentados os parâmetros modais, frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ , estimados para as respostas de deslocamento e de velocidade, sendo utilizadas como referência as respostas de deslocamento. Já na Tabela 6.2 estão mostrados os resultados para as respostas de velocidade como referência. São apresentados também os erros entre as frequências naturais estimadas e as obtidas via ANSYS, bem como os erros entre os fatores de amortecimento.

Os erros médios quadráticos dos metamodelos apresentados nas Tabelas 6.1 e 6.2 foram de $2,12\text{e-}08$ e $4,07\text{e-}08$, respectivamente. Deve-se ressaltar que os n.g.d.l. (s) mínimos que satisfizeram uma hipótese nula de ajuste de erro foram 8 e 7, respectivamente.

Tabela 6.1 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados para as respostas de deslocamento e velocidade (deslocamento de referência).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,1	1,67	1822	0,44	0,97	19,1
6,2	3,33	2049	0,19	0,90	12,6
6,0	0	2752	0,25	0,65	2,4
7,0	16,67	3323	0,42	0,98	1,8
6,0	0	3608	0,08	0,94	8,9
6,7	11,67	6173	0,52	0,66	2,8
5,9	1,67	6807	0,48	0,66	1,6
4,9	18,33	8979	0,05	0,48	0,9

Tabela 6.2 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados para as respostas de deslocamento e velocidade (velocidade de referência).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
5,9	1,67	1822	0,44	0,97	13,0
6,0	0	2046	0,05	0,99	12,8
6,0	0	2798	1,93	0,90	2,2
5,9	1,67	3602	0,08	0,79	8,2
6,3	5,00	6174	0,54	0,95	8,3
6,1	1,67	6781	0,10	0,90	4,2
5,1	15,00	8960	0,16	0,36	1,2

Observa-se nas Tabelas 6.1 e 6.2 que os maiores erros entre os fatores de amortecimento ocorrem para as frequências mais altas, principalmente para a frequência da ordem de 8900 Hz. Ambos os modelos chegam a apresentar diferenças percentuais entre os valores de amortecimento, nulas. Os erros observados entre as frequências naturais do metamodelo da Tabela 6.1 são

inferiores a 0,5% e para o metamodelo da Tabela 6.2, os erros são inferiores 1,9%, mostrando a qualidade do modelo representativo.

Na Tabela 6.3 estão apresentados os parâmetros modais estimados para as respostas de velocidade e aceleração, com as de velocidade utilizadas como referência. Por sua vez, na Tabela 6.4 estão mostrados os resultados para as respostas de aceleração como referência.

Os testes de hipótese de ajuste de erro para os modelos destas Tabelas 6.3 e 6.4 resultaram em 8 e 7 g.d.l(s), com erros médios quadráticos de 2,55e-08 e 5,95e-08, respectivamente.

Tabela 6.3 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados para as respostas de velocidade e aceleração (velocidade de referência).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
5,8	3,33	1815	0,05	0,77	5,5
6,4	6,67	2043	0,09	0,61	5,3
6,3	5,00	2840	3,46	0,96	2,1
5,9	1,67	3606	0,03	0,86	10,8
6,1	1,67	6154	0,22	0,69	8,9
6,2	3,33	6782	0,12	0,78	6,4
4,7	21,67	8840	1,47	0,46	6,6
6,6	10,00	9375	2,01	0,59	4,6

A diferença percentual entre os fatores de amortecimento do modelo da Tabela 6.3 chega ser da ordem de 10 a 20% para as frequências de 8840 Hz e 9375, respectivamente. Porém os erros para os fatores de amortecimento relacionados às frequências mais baixas não passam de 5%, sendo que o mínimo erro não chega a 2%. Com relação às frequências naturais, o maior erro é de 3,5% para a frequência de 2840 Hz, já para a maioria das frequências estes erros não passam de 0,2%.

Na Tabela 6.4, por sua vez, observam-se erros de 32% e 25% respectivamente para os fatores de amortecimento relacionados com as frequências de 2108 e 8838 Hz. Para as demais frequências os erros dos fatores de amortecimento variam entre 1,7% e 8%. Para as frequências naturais observam-se diferenças desde 0,03 a 3,08%.

Tabela 6.4 – Freqüências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados para as respostas de velocidade e aceleração (aceleração de referência).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,5	8,33	1862	2,65	0,47	3,3
7,9	31,67	2108	3,08	0,39	2,7
6,2	3,33	3604	0,03	0,98	6,0
6,1	1,67	6156	0,24	1,00	17,1
6,1	1,67	6785	0,16	1,00	11,0
4,5	25,00	8838	1,45	0,75	5,4
6,1	1,67	9365	2,11	0,70	4,4

Nas Figuras 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4 estão mostrados os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e o espectro de potência das forças aplicadas, para as quatro simulações analisadas neste subcapítulo. Entende-se como “forças aplicadas”, as forças teóricas aplicadas nas três direções do nó 4602 indicado na Figura 5.3 do Capítulo V.

Todos os espectros foram calculados com 4096 pontos e 50% de “overlap” e para melhores visualização e análise, as Figuras 6.1, 6.2 e 6.3 tiveram seus espectros mostrados até 6 kHz. Vale ressaltar que, como mencionado no Capítulo V, as respostas foram filtradas na metade da máxima freqüência natural do modelo e, por conseguinte, a força aplicada também foi filtrada para fins de comparação. Logo, as freqüências de corte são da ordem de 4500 e 4600 Hz.

Na Figura 6.1 observa-se que os espectros das forças identificadas para as três direções apresentam uma boa qualidade (mesma tendência) em relação aos espectros das forças aplicadas. As diferenças entre as magnitudes das forças estimadas e das forças aplicadas se deve ao fato de a excitação natural utilizada no procedimento da NExT não ser medida. Portanto, as forças são freqüentemente estimadas, a priori com um fator de calibração desconhecido, uma vez que os fatores de participação modal não podem ser determinados. Logo, o valor acrescido na magnitude da força estimada se deve à presença da constante ${}_rA_i$ (Equação 4.22 de correlação cruzada do Capítulo IV), dada por:

$$R_{ji}(T) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{jr} {}_rA_i}{m_r \omega_{dr}} e^{(-\zeta_r \omega_r T)} \text{seno}(\omega_{dr} T + \theta_r) \quad (6.1)$$

Como mencionado no Capítulo IV, esta diferença pode ser corrigida por meio do acréscimo ou retirada de massa do sistema, corrigindo-se o autovetor obtido via análise modal operacional com um fator de escala α_i . Vale ressaltar que há diferenças entre as magnitudes para todas as forças identificadas neste capítulo, pois nenhum dos modelos teve seus autovetores multiplicados por um fator de escala.

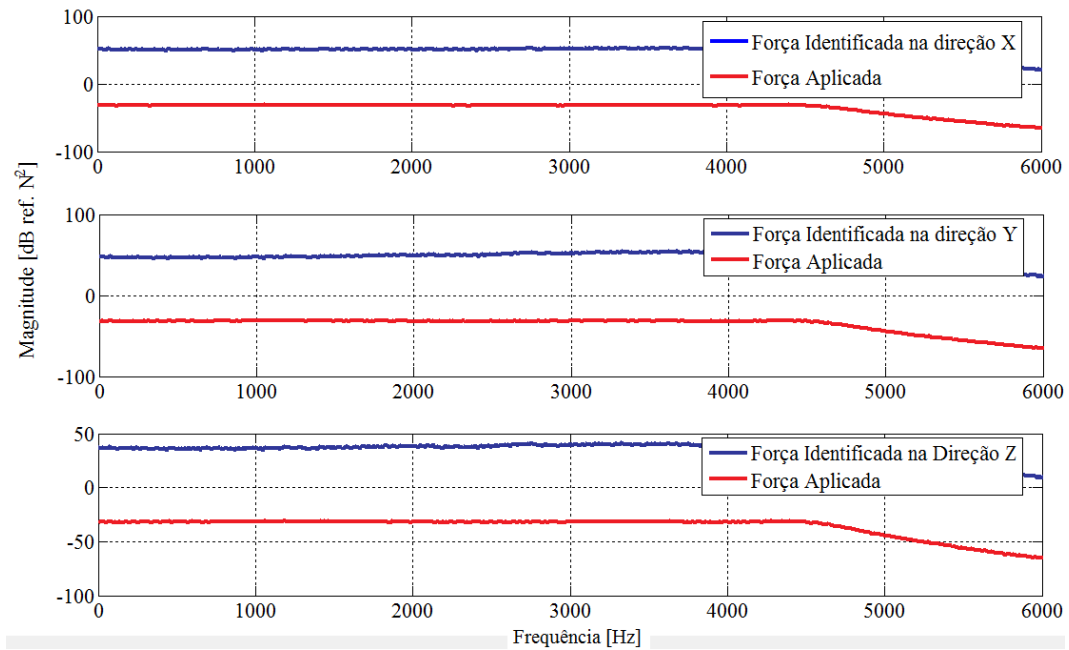


Figura 6.1 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para as respostas de deslocamento e velocidade (deslocamento de referência).

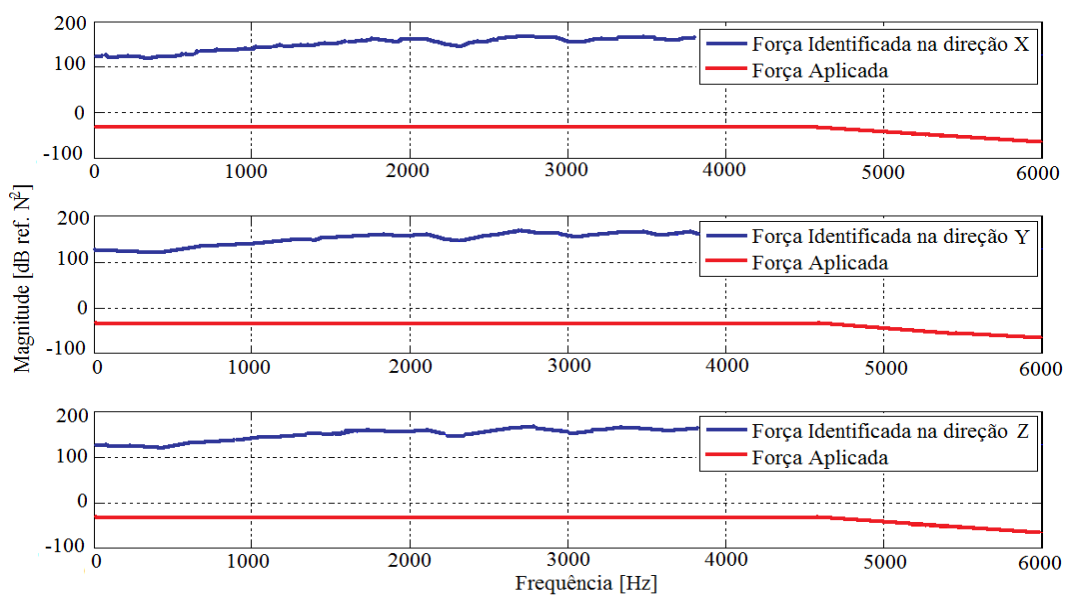


Figura 6.2 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para as respostas de deslocamento e velocidade (velocidade de referência).

Observa-se na Figura 6.2 que a qualidade dos espectros das três forças identificadas não está de acordo com os espectros das forças aplicadas, uma vez que as forças estimadas com este modelo tendem a aumentar, cerca de 30 dB da frequência inicial do espectro para a frequência de 4600 Hz.

Comparando-se os resultados deste modelo (respostas de deslocamento e velocidade, velocidade de referência) com os do modelo obtido das respostas de deslocamento utilizadas como referência, infere-se que este último apresentou uma identificação das forças muito melhor do que o outro modelo, embora ambos sejam bem representativos. Destaca-se que apenas o modelo da Tabela 6.1 teve todas as frequências naturais abaixo da frequência de 6774 Hz ajustadas, ao passo que o modelo da Tabela 6.2 não teve a frequência de 3309 Hz ajustada. Vale lembrar também que o erro do modelo de velocidade como referência apresenta o dobro do erro do modelo das respostas de deslocamento tomadas como referência.

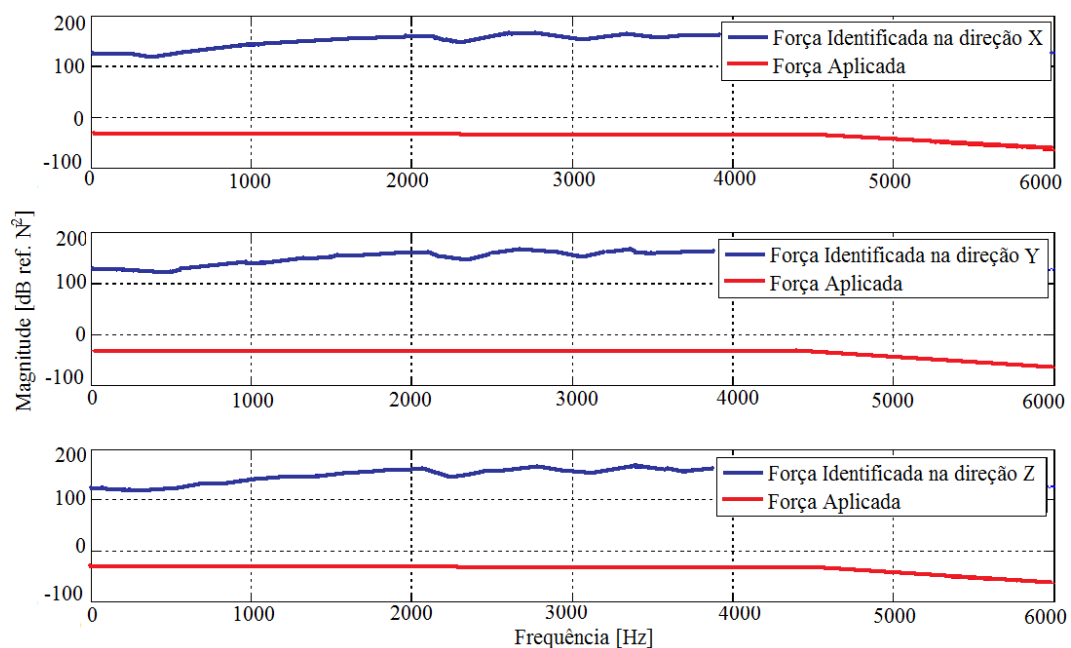


Figura 6.3 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para as respostas de velocidade e aceleração (velocidade de referência).

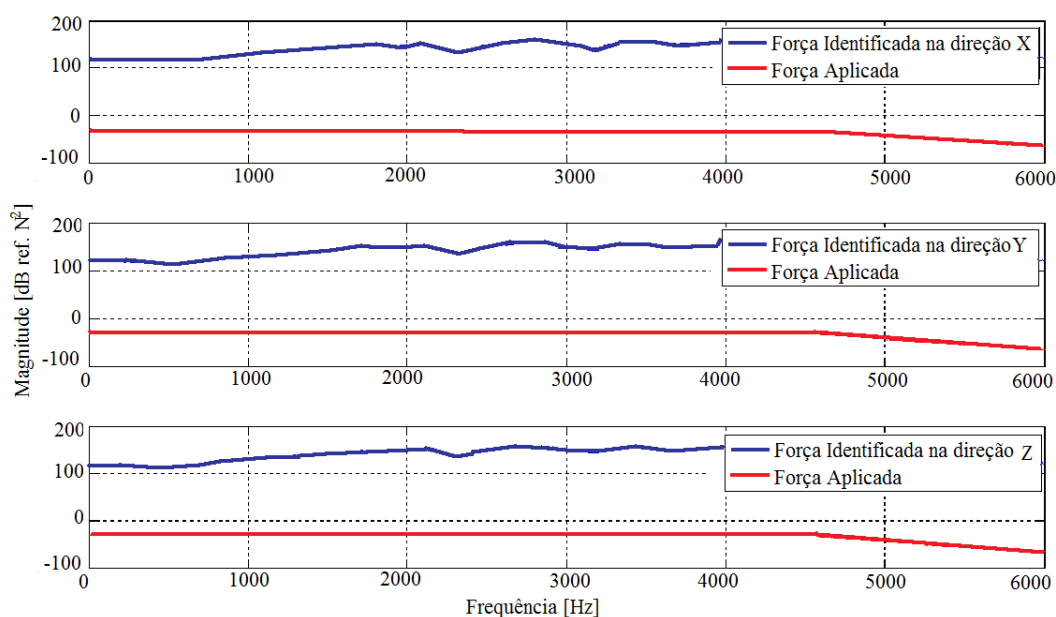


Figura 6.4 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para as respostas de velocidade e aceleração (aceleração de referência).

Os espectros das forças identificadas nas Figuras 6.3 e 6.4 também não apresentaram qualidades satisfatórias quando comparados com os espectros das forças aplicadas. As forças identificadas para as três direções também aumentaram com o aumento da frequência. Os modelos com as respostas de velocidade e aceleração foram os modelos que apresentaram maiores diferenças percentuais entre os fatores de amortecimento e maiores erros entre as frequências naturais. O modelo da Tabela 6.3 (velocidade de referência), para as frequências naturais abaixo de 6774 Hz, não teve a frequência de 3309 Hz ajustada e o modelo da Tabela 6.4 (aceleração de referência) não teve as frequências 2745 e 3309 Hz ajustadas.

De acordo com os resultados obtidos, pode-se concluir que as melhores respostas a serem utilizadas para desenvolvimento das simulações são as de deslocamento e velocidade, com as de deslocamento utilizadas como referência (Figura 6.1). Os espectros das forças identificadas por meio destas respostas apresentaram melhores qualidades e o modelo além de apresentar um erro médio quadrático menor do que os demais, teve todas as frequências abaixo de 6774 Hz, ajustadas.

6.2. Número de Pontos da FFT mais Indicado para Estimativa da Função de Correlação

Neste subcapítulo estão apresentados os resultados das simulações com 128, 256, 512 e 1024 amostras da FFT para estimativa da função de correlação (FRI com a dimensão de 128×1).

Nas Tabelas 6.5, 6.6, 6.7 e 6.8 estão mostrados os parâmetros modais estimados para a FFT com 128, 256, 512 e 1024 pontos, respectivamente.

Tabela 6.5 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a FFT estimada com 128 amostras.

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
7,6	26,67	1813	0,06	0,96	18,0
7,4	23,33	2055	0,49	0,96	12,7
7,2	20,00	2755	0,36	0,86	2,4
9,3	55,00	3294	0,45	0,95	1,9
6,7	11,67	3615	0,28	0,98	9,3
6,9	15,00	6171	0,49	0,44	2,9
6,0	0	6812	0,56	0,55	1,7
5,0	16,67	8983	0,10	0,15	1,0

Tabela 6.6 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a FFT estimada com 256 amostras.

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,4	6,67	1818	0,22	0,95	18,4
6,4	6,67	2050	0,24	0,95	12,5
6,2	3,33	2752	0,25	0,87	2,4
6,5	8,33	3314	0,15	0,88	1,8
6,2	3,33	3611	0,16	0,98	9,0
6,1	1,67	6153	0,19	0,69	2,7
6,1	1,67	6781	0,10	0,74	1,6
4,7	21,67	8837	1,43	0,46	0,9
6,8	13,33	9351	2,25	0,56	0,6

O modelo da Tabela 6.6 apresentou os maiores erros entre os fatores de amortecimento para as frequências mais altas, o mesmo observado para os erros entre as frequências naturais. Já na Tabela 6.5 os fatores de amortecimento para todas as frequências apresentaram erros elevados, comparados com os erros do modelo para FFT com 256 pontos, exceto para a frequência de 6812 Hz, em que o erro é nulo.

Nas Tabelas 6.7 e 6.8 os maiores erros dos fatores de amortecimento e das frequências naturais, também ocorrem para as frequências mais altas, acima de 8000 Hz, sendo que para as demais frequências os erros são baixos. O erro nas altas frequências pode ser justificado pela baixa participação dos modos de alta frequência nas Funções Resposta em Frequência (MSV baixo).

Tabela 6.7 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a FFT estimada com 512 amostras.

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,1	1,67	1820	0,33	0,96	18,6
6,2	3,33	2048	0,15	0,94	12,4
6,2	3,33	2752	0,26	0,90	2,4
6,4	6,67	3320	0,33	0,95	1,8
6,1	1,67	3608	0,08	0,98	9,0
6,0	0	6154	0,21	0,72	2,7
6,1	1,67	6781	0,10	0,92	1,6
4,7	21,67	8839	1,46	0,21	0,9
6,8	13,33	9354	2,23	0,28	0,6

Tabela 6.8 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a FFT estimada com 1024 amostras.

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,1	1,67	1821	0,38	0,96	18,7
6,2	3,33	2048	0,15	0,95	12,5
6,0	0	2752	0,26	0,84	2,4
6,5	8,33	3319	0,30	0,96	1,7
6,1	1,67	3608	0,08	0,98	9,0
6,0	0	6153	0,19	0,66	2,7
6,1	1,667	6781	0,10	0,78	1,5
4,7	21,67	8838	1,45	0,46	0,9
6,8	13,33	9352	2,25	0,58	0,6

Os números de graus de liberdade resultantes dos testes de hipótese, bem como os números de linhas (r) e colunas (s) da matriz de Hankel utilizados para determinação dos modelos e respectivos erros médios quadráticos estão mostrados na Tabela 6.9. Nesta, verifica-se que a maioria dos erros é da ordem de 10^{-9} , sendo que o número de pontos da FFT de 512 apresentou menor erro.

Tabela 6.9 – Número de g.d.l.do teste de hipótese, valores de r e s da matriz de Hankel e erros médios quadráticos dos modelos, para as FFT(s) com 128, 256, 512 e 1024 pontos.

Número de pontos da FFT	Número de g.d.l.	r	s	Erro médio quadrático dos modelos
128	8	18	90	3,89e-08
256	9	13	100	9,85e-09
512	9	13	100	5,82e-09
1024	9	13	100	7,72e-09

Nas Figuras 6.5, 6.6, 6.7 e 6.8 estão mostrados os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e o espectro de potência da força aplicada, para as quatro simulações sob análise. Observa-se na Figura 6.5 que a qualidade dos espectros das três forças identificadas não se mostrou satisfatória em relação aos espectros das forças aplicadas.

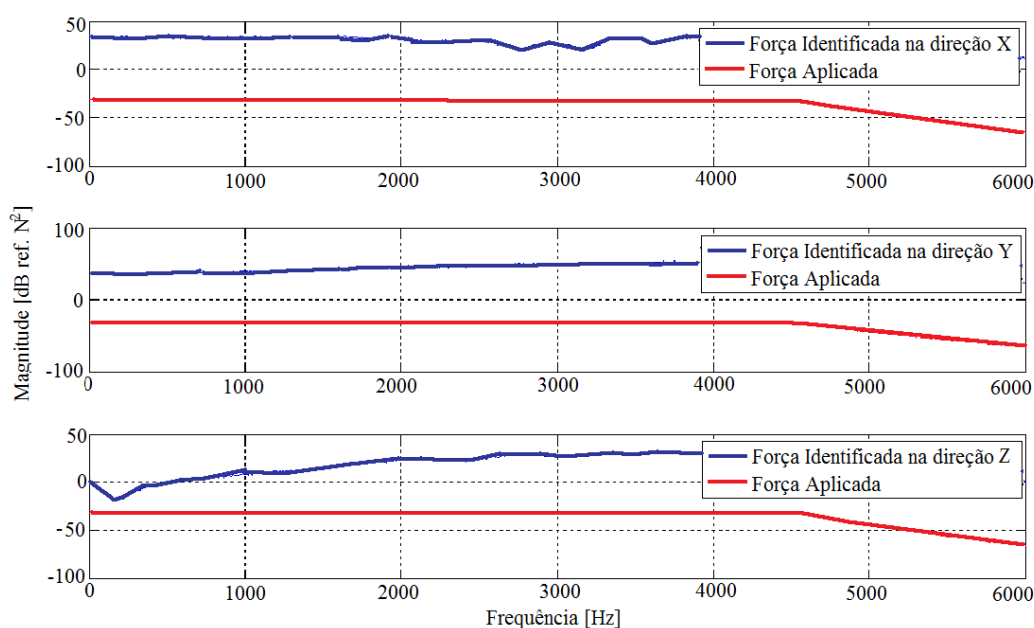


Figura 6.5 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada, para a FFT estimada com 128 amostras.

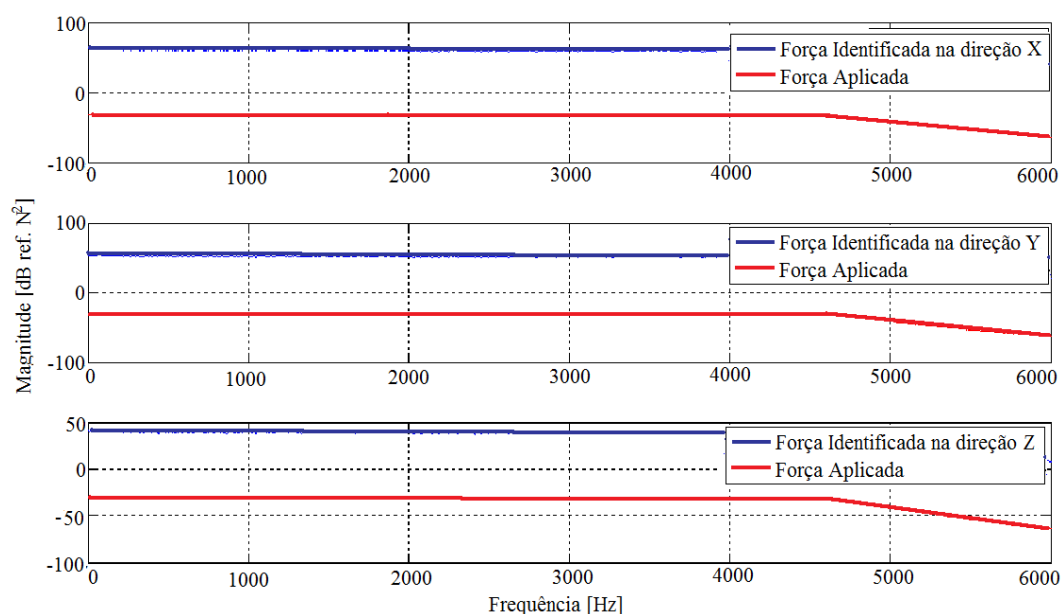


Figura 6.6 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada, para a FFT estimada com 256 amostras.

Já os espectros das forças identificadas nas três direções via modelos com número de amostras de 256, 512 e 1024 (Figuras 6.6, 6.7 e 6.8) apresentam boas qualidades em relação aos espectros das forças aplicadas. Portanto, de acordo com os resultados, o número de pontos da FFT mais indicado para estimativa da função de correlação é 512, visto que este modelo apresentou um menor erro médio quadrático e espectros de potência das forças estimadas com alta qualidade.

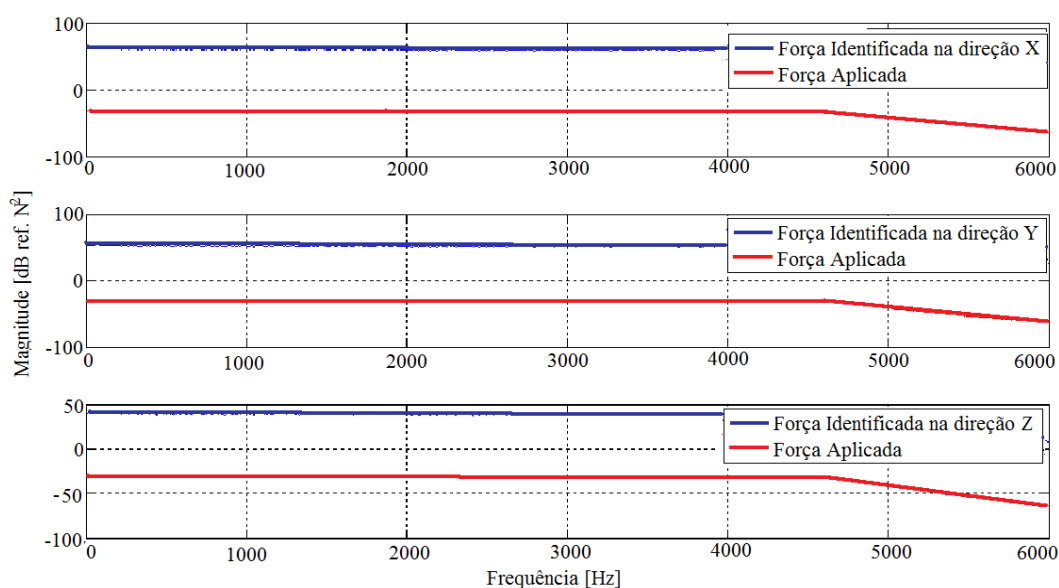


Figura 6.7 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada, para a FFT estimada com 512 amostras.

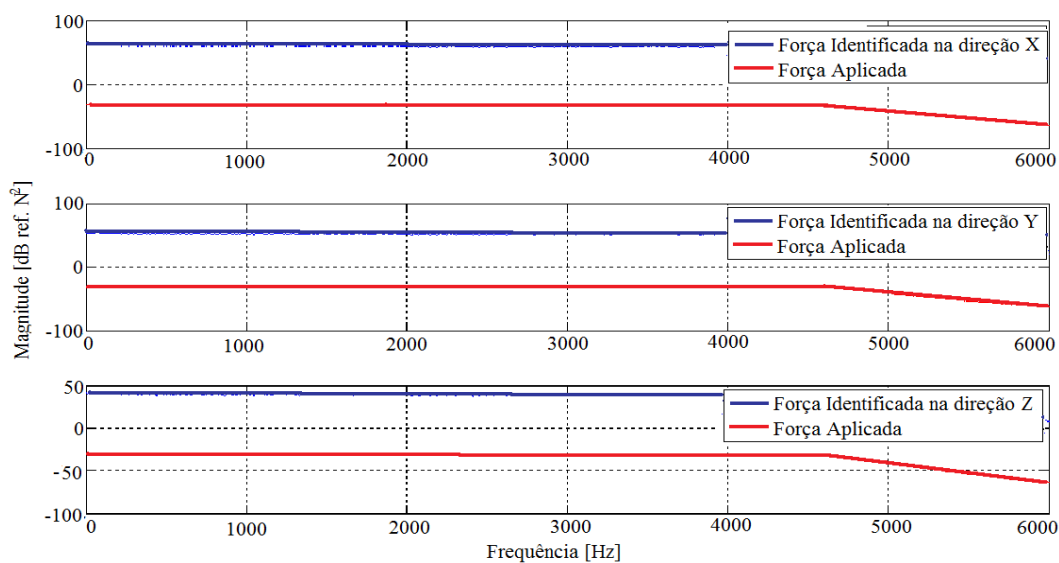


Figura 6.8 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada, para a FFT estimada com 1024 amostras.

6.3. Tempo de Aquisição Mínimo para Estimativa do Metamodelo

Definido o número de pontos utilizado para estimativa da FFT, fizeram-se simulações com tempos totais de 10 e 20 segundos para as respostas. Devido aos elevados custos computacionais e a um futuro monitoramento em tempo real, procurou-se minimizar o tempo de aquisição necessário para obtenção de forças identificadas.

Nas Tabelas 6.10 e 6.11 estão mostrados os parâmetros modais estimados, respectivamente, para os tempos de aquisição totais de 10 e 20 segundos. Os testes de hipótese de ajuste de erro resultaram em 8 e 9 g.d.l(s) para os modelos das Tabelas 6.10 e 6.11, com erros médios quadráticos de $2,00\text{e-}08$ e $1,04\text{e-}08$, respectivamente.

Tabela 6.10 – Freqüências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para um tempo de aquisição de 10 segundos ($r = 14$ e $s = 98$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,1	1,67	1824	0,55	0,97	19,4
6,4	6,67	2046	0,05	0,96	12,3
6,1	1,67	2759	0,51	0,75	2,4
6,5	8,33	3305	0,12	0,90	1,5
5,7	5,00	3616	0,30	0,97	9,0
6,5	8,33	6158	0,28	0,57	2,8
5,7	5,00	6810	0,53	0,46	1,6
5,0	16,67	8988	0,16	0,65	0,9

Nas Tabelas 6.10 e 6.11 são observadas diferenças percentuais entre as freqüências naturais da ordem de 0,5% e 2,2%, respectivamente. Para os fatores de amortecimento as maiores diferenças ocorrem para freqüências acima de 8000 Hz. Apesar de ambos os modelos mostrarem-se bem representativos, o modelo das respostas com 10 segundos de aquisição possui um erro médio quadrático duas vezes maior do que o modelo com as respostas de 20 segundos. Vale ressaltar também que este segundo modelo apresenta erros entre os fatores de amortecimento menores do que o primeiro modelo, em especial para as freqüências mais baixas.

Tabela 6.11 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para um tempo de aquisição de 20 segundos ($r = 16$ e $s = 94$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,1	1,67	1815	0,05	0,98	19,1
5,8	3,33	2059	0,68	0,92	12,0
5,9	1,67	2752	0,25	0,50	2,4
6,3	5,00	3324	0,45	0,91	1,7
6,0	0	3610	0,14	0,94	9,0
5,9	1,67	6158	0,28	0,46	2,7
6,1	1,67	6790	0,24	0,16	1,5
4,7	21,67	8838	1,45	0,62	0,9
7,0	16,67	9355	2,22	0,72	0,6

Nas Figuras 6.9 e 6.10 estão mostrados os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e o espectro de potência da força aplicada, para as simulações com tempos de aquisição de 10 e 20 segundos, respectivamente.

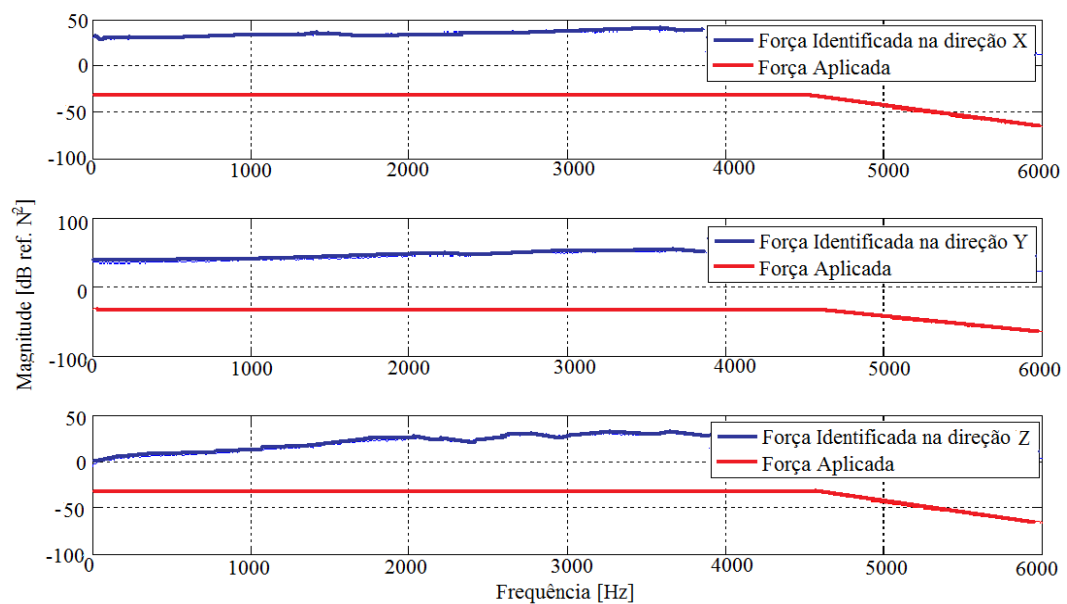


Figura 6.9 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para um tempo de aquisição de 10 segundos.

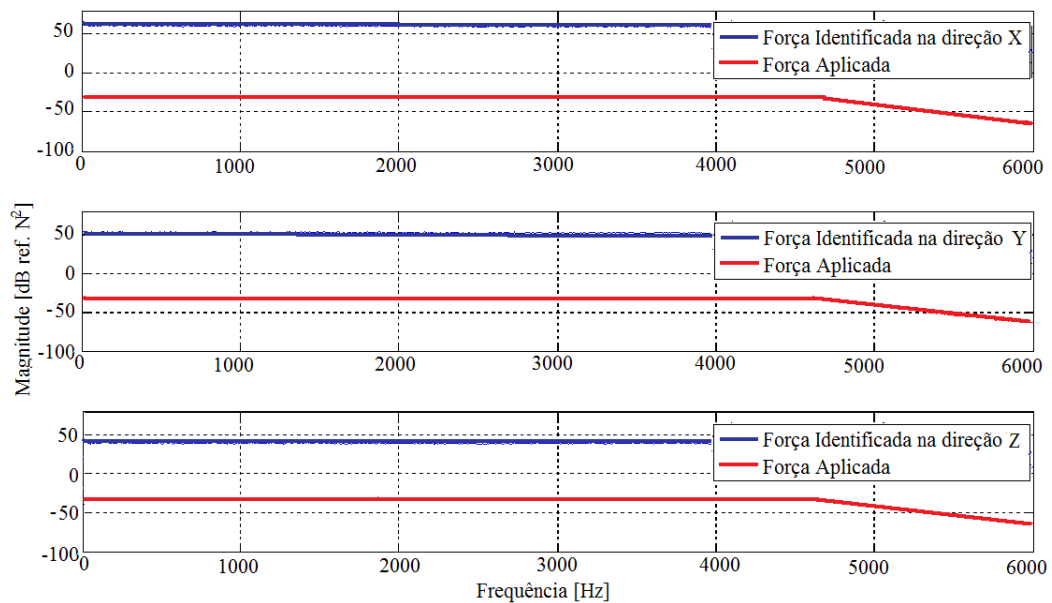


Figura 6.10 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para um tempo de aquisição de 20 segundos.

Os espectros das forças estimadas nas três direções X, Y e Z apresentam boas qualidades de para as respostas com 20 segundos de aquisição, ao passo que para as respostas com 10 segundos a qualidade dos espectros não se encontra em concordância com os espectros das forças aplicadas. A simulação realizada com um tempo de aquisição de 20 segundos apresentou melhores resultados na identificação das forças, com um erro médio quadrático cerca de 50% menor do que o erro para a simulação com 10 segundos. Portanto, 20 segundos de aquisição são suficientes para estimativa das forças, por tal motivo não foram realizadas simulações com 30 segundos.

6.4. Análise de Sensibilidade dos Nós

Neste subcapítulo foi realizada uma análise de sensibilidade para se determinar quais nós são mais sensíveis à estimativa das forças. Para tanto, foram utilizadas as respostas de deslocamento como referência, FRI com dimensão de 128×1 , FFT com 512 pontos e um tempo total de aquisição de 20 segundos.

As tabelas com os parâmetros modais dos modelos determinados para os 12 nós estudados encontram-se no Anexo I.

Na Figura 6.11 estão mostrados os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e o espectro de potência da força aplicada, para o nó 250. Foram observadas qualidades

dos espectros das forças estimadas bastante satisfatórias com relação aos espectros das forças aplicadas para as três direções. O mesmo não é observado para os espectros de potência das forças estimadas para o nó 1034, Figura 6.12, uma vez que as forças tendem a ter uma aumento relativo de 8 dB em média.

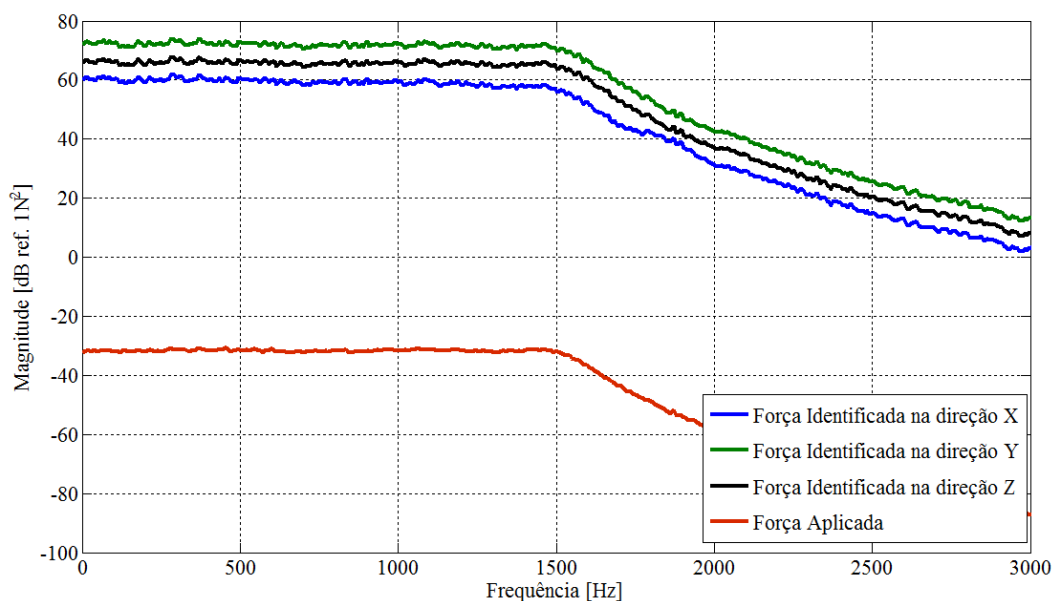


Figura 6.11 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para o nó 250.

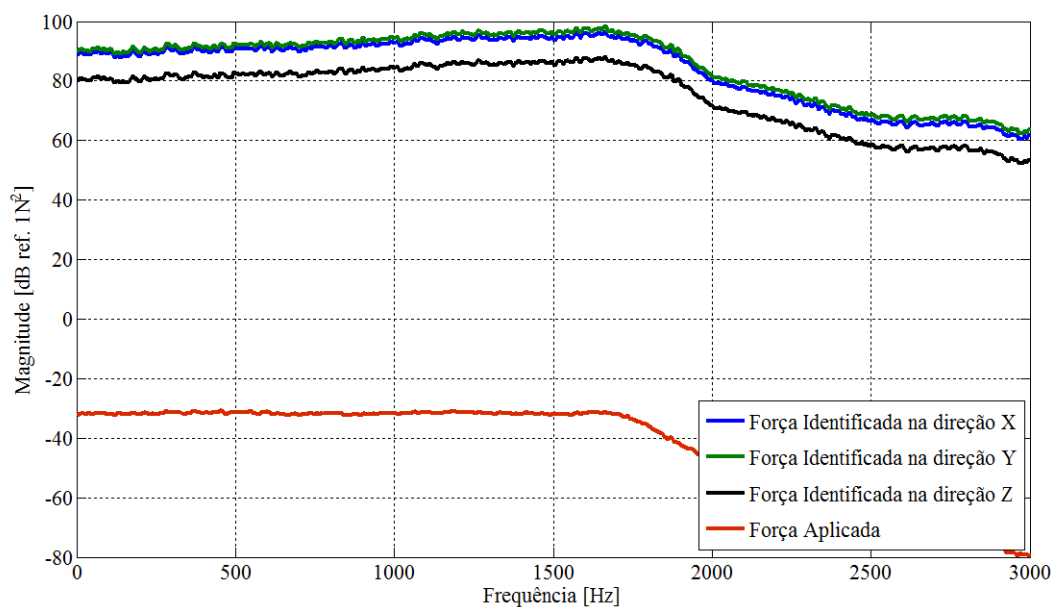


Figura 6.12 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para o nó 1034.

Os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e os das forças aplicadas, para o nó 3684 estão mostrados na Figura 6.13, onde são observadas boas correlações entre as forças identificadas e as aplicadas.

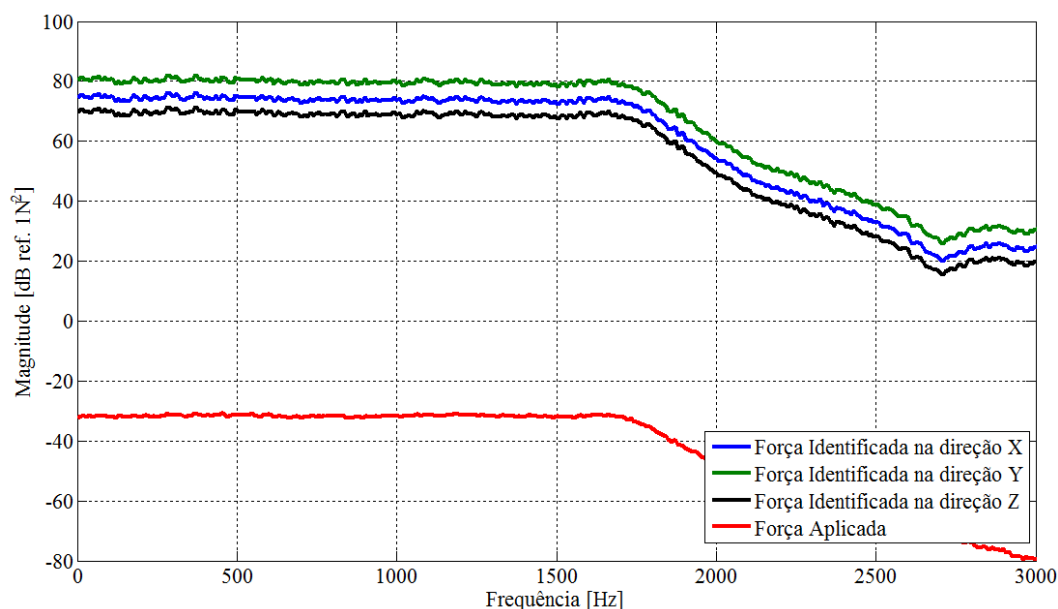


Figura 6.13 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para o nó 3684.

Já na Figura 6.14 estão mostrados os espectros das forças identificadas para o nó 4181, onde se observa que estes não apresentam qualidades de acordo com os espectros das forças aplicadas. Para este caso, as forças aumentam cerca de 10 dB.

Na Figura 6.15 estão mostrados os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e o espectro de potência das forças aplicadas, para o nó 4566. Os espectros das forças identificadas para este nó, como pode ser observado na figura, são extremamente distintos dos espectros das forças aplicadas.

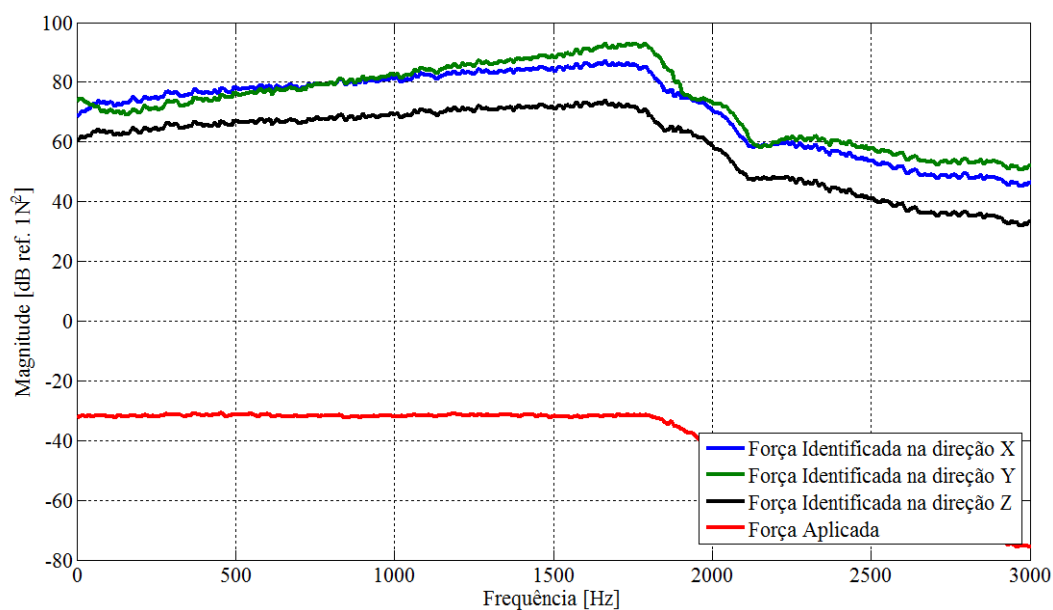


Figura 6.14 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para o nó 4181.

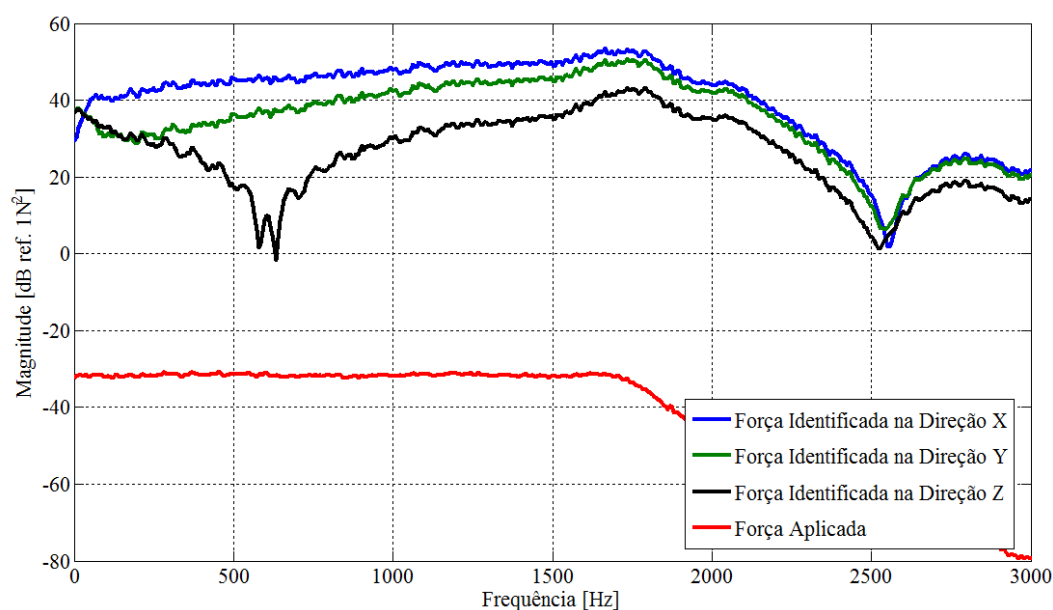


Figura 6.15 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para o nó 4566.

Os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e o das forças aplicadas, para o nó 4725 estão mostrados na Figura 6.16, onde são observadas qualidades dos espectros das forças estimadas satisfatórias em relação os espectros das forças aplicadas.

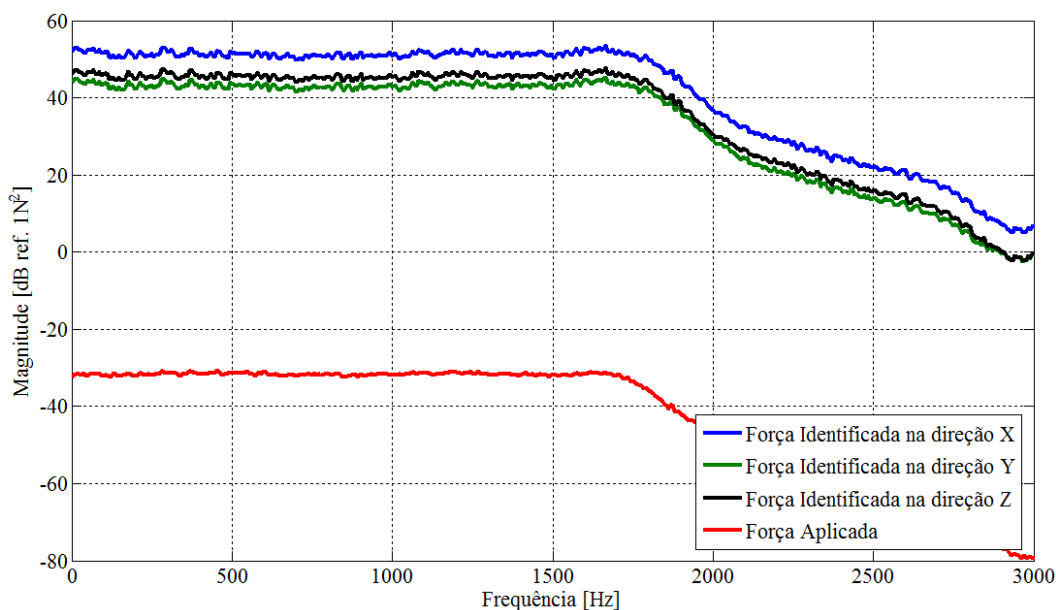


Figura 6.16 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para o nó 4725.

Os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e o das forças aplicadas, para os nós 4930 e 5117 estão mostrados nas Figuras 6.17 e 6.18, respectivamente. Os espectros das forças identificadas para ambos os nós não estão em conformidade com os das forças aplicadas, sendo que para os dois casos as forças estimadas também apresentam um aumento com a evolução da frequência.

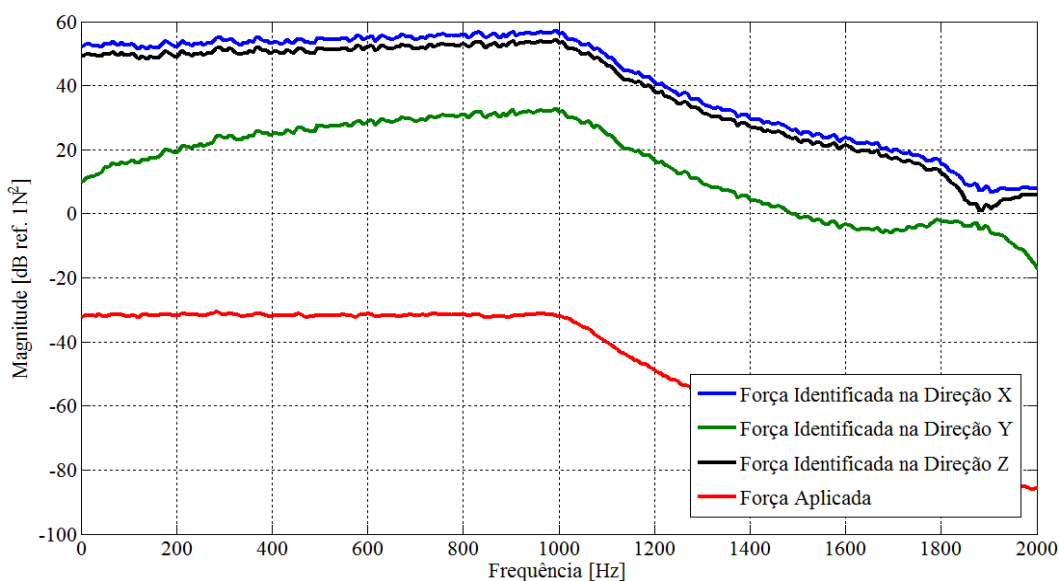


Figura 6.17 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para o nó 4930.

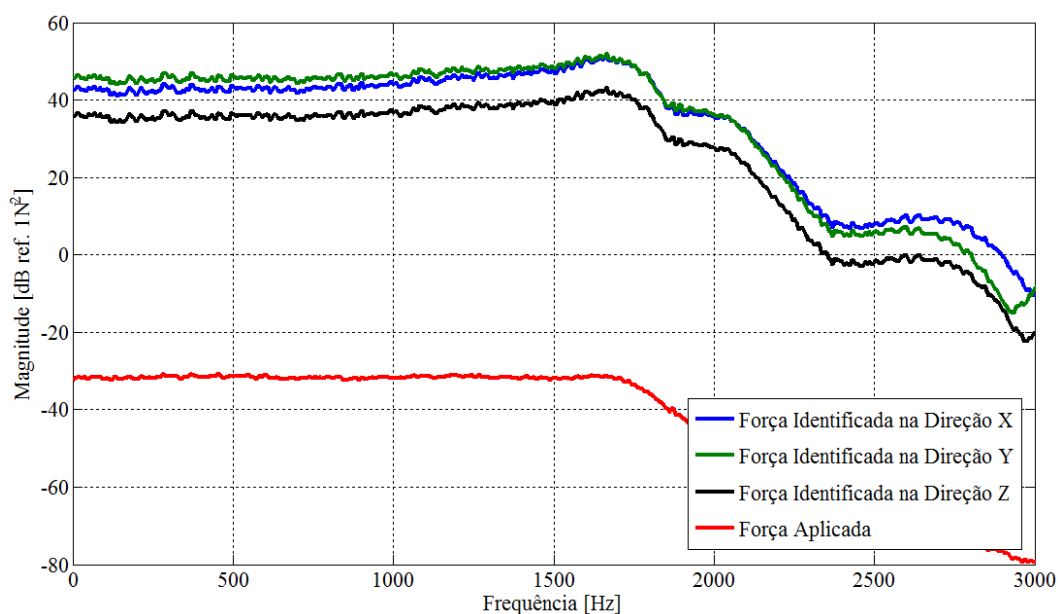


Figura 6.18 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para o nó 5117.

Os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e o das forças aplicadas, para o nó 5131 estão mostrados na Figura 6.19. Observa-se que os espectros das forças estimadas são muito diferentes dos espectros das aplicadas.

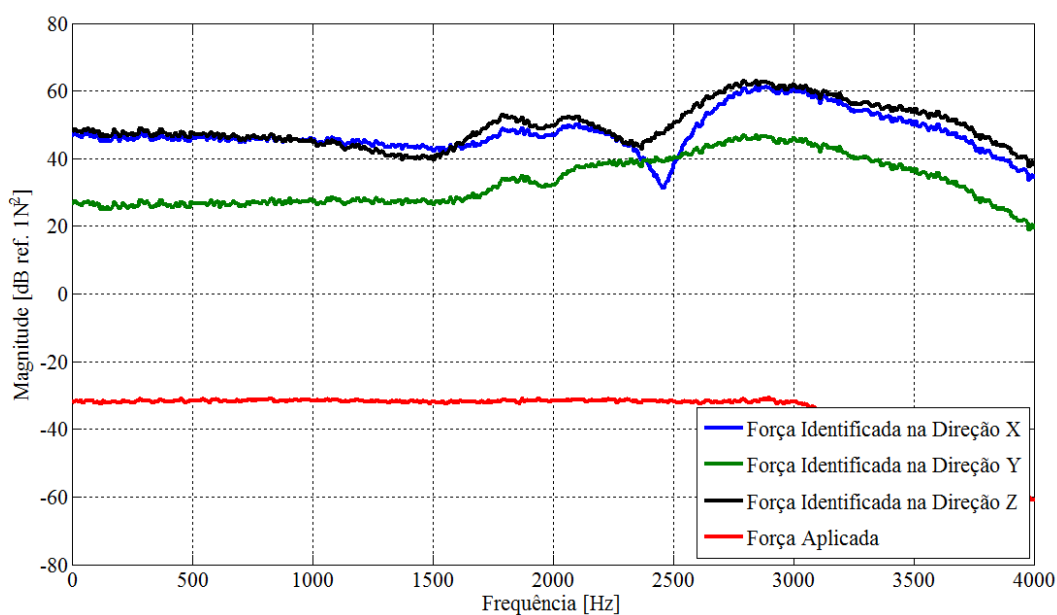


Figura 6.19 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para o nó 5131.

Nas Figuras 6.20 e 6.21 estão mostrados os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e o espectro de potência das forças aplicadas, para os nós 5206 e 5235, respectivamente. Porém, como observado para a maioria dos nós as qualidades dos espectros das forças identificadas em relação aos das forças aplicadas não podem ser consideradas satisfatórias.

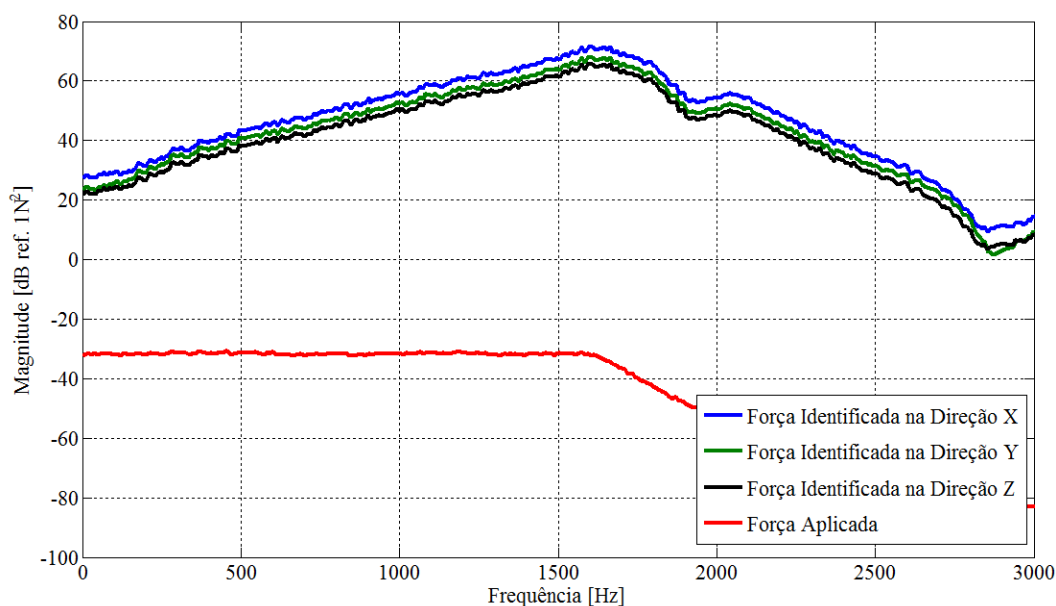


Figura 6.20 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para o nó 5206.

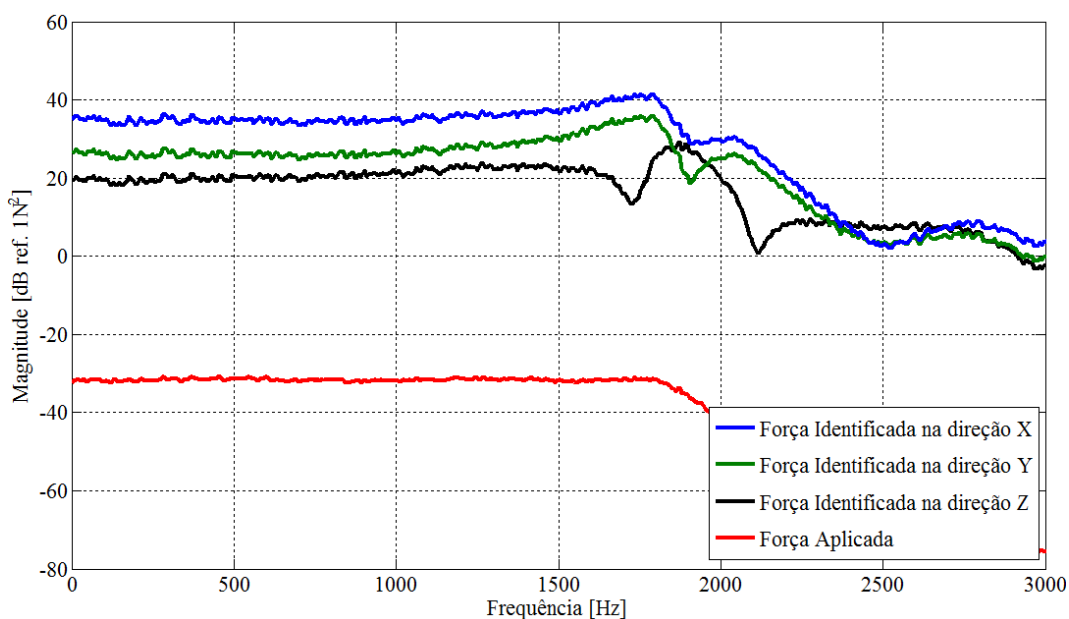


Figura 6.21 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para o nó 5235.

Os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e o das forças aplicadas, para o nó 5290 estão mostrados na Figura 6.22, onde observa-se que os espectros das forças identificadas estão mal correlacionados com os das forças aplicadas.

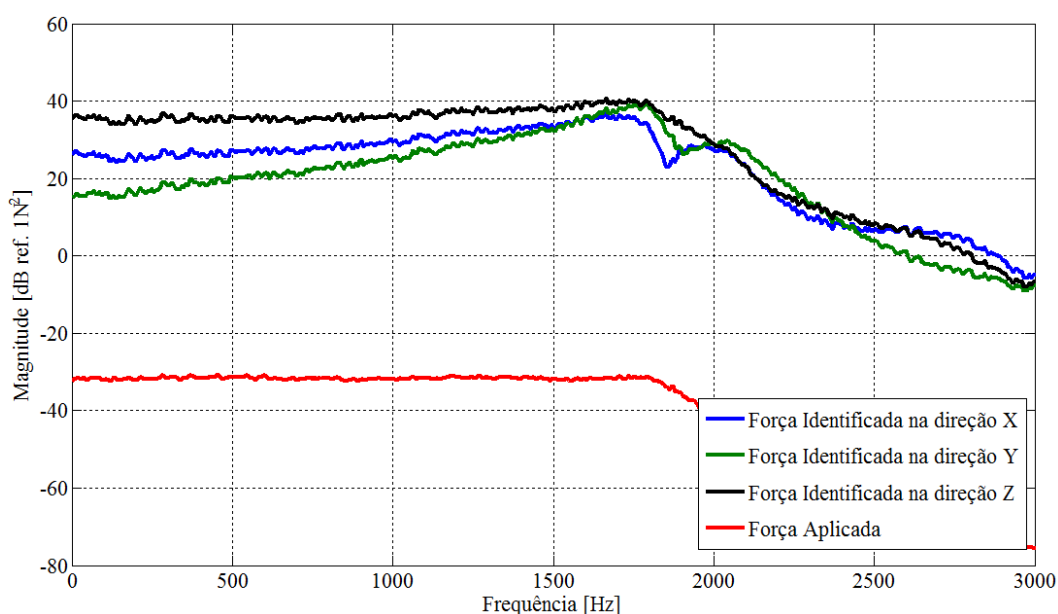


Figura 6.22 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para o nó 5290.

Os erros médios quadráticos dos metamodelos para cada nó estão mostrados na Tabela 6.12, onde se observa que os menores erros médios quadráticos, ou seja, da ordem de 10^{-8} , são dos metamodelos dos nós 250, 3684 e 4181. Porém, de acordo com os resultados mostrados nas figuras, infere-se que os nós mais indicados para estimativa das forças são: 250, 3684 e 4725. Sendo estes três nós posteriormente combinados dois a dois.

As más qualidades para a maioria dos espectros das forças identificadas em relação aos espectros das forças aplicadas podem ser justificadas através do número de graus de liberdade dos modelos que quanto maior, mais representativo é o metamodelo. Com o uso maior de sensores, como observado para o caso em que foram utilizadas 30 respostas, ou cinco nós, os espectros das forças estimadas apresentaram boas correlações com os espectros das forças aplicadas.

Para a maior parte dos nós a qualidade da identificação das forças está relacionada com os erros entre os fatores de amortecimento dos modelos (Anexo II), em que observa-se que para os

modelos com diferenças percentuais maiores entre os fatores de amortecimento, os espectros das forças não apresentam qualidades satisfatórias, com algumas exceções.

Tabela 6.12 - Erros médios quadráticos dos modelos para cada nó.

Nó	Erro médio quadrático	Nó	Erro médio quadrático
250	7,66e-08	4930	1,34e-06
1034	1,72e-07	5117	2,45e-07
3684	4,14e-08	5131	5,82e-07
4181	1,77e-08	5206	2,59e-06
4566	3,57e-07	5235	3,07e-06
4725	8,03e-07	5290	3,64e-06

6.5. Melhor Combinação dos Nós

Foram realizadas seis combinações de nós para análise de sensibilidade da melhor indicada para estimativa das forças. São elas: nó 250 com 3684, 250 com 4725 e 3684 com 4725. As tabelas com os parâmetros modais dos modelos com as seis combinações de nós encontram-se no Anexo II.

Na Tabela 6.13 estão mostrados os erros médios quadráticos dos metamodelos para cada combinação de nó.

O menor erro médio quadrático observado na Tabela 6.12 é do modelo com a combinação dos nós 250 com 3684, sendo o nó 3684 utilizado como referência. A combinação destes dois nós apresentou uma qualidade dos espectros das forças estimadas bastante satisfatória para as três direções X, Y e Z, mostrados na Figura 6.23. Como esta combinação foi a que apresentou melhor resultado, foram feitas simulações, com base em suas respostas, envolvendo a identificação de vários tipos de forças.

Tabela 6.12 – Erros médios quadráticos dos metamodelos para cada combinação de nó.

Combinação de Nós	Erro	Combinação de Nós	Erro
250 com 3684 (ref. 250)	8,53e-09	3684 com 4725 (ref. 3684)	5,60e-09
250 com 3684 (ref. 3684)	4,36e-09	3684 com 4725 (ref. 4725)	2,16e-08
250 com 4725 (ref. 250)	1,51e-08	250 com 4725 (ref. 4725)	2,06e-08

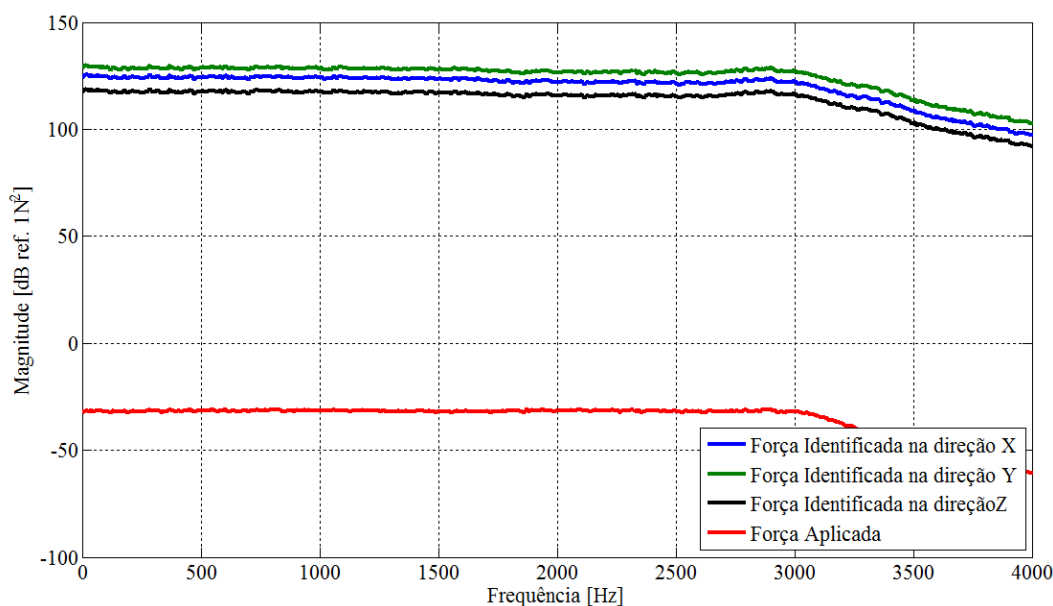


Figura 6.23 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para a combinação do nó 250 com o 3684 (nó 3684 como referência).

6.6. Identificação de Vários Tipos de Forças Utilizando as Respostas da Combinação dos nós 250 e 3684

6.6.1. Identificação de uma força harmônica de 150 Hz

Foram aplicadas forças nas direções X, Y, Z do nó 4602 (Figura 5.3 – Capítulo V), correspondentes a um seno com frequência fundamental de 150 Hz. As respostas obtidas e o modelo com combinação dos nós 250 e 3684 foram utilizados para identificação das forças harmônicas.

Na Figura 6.24 estão mostrados os espectros de potência das forças harmônicas de 150 Hz estimadas nas direções X, Y e Z e o espectro de potência da força aplicada. Observam-se boas

qualidades dos espectros das forças estimadas para as três direções, o que mostra a eficiência do método de mínima realização na estimativa de forças.

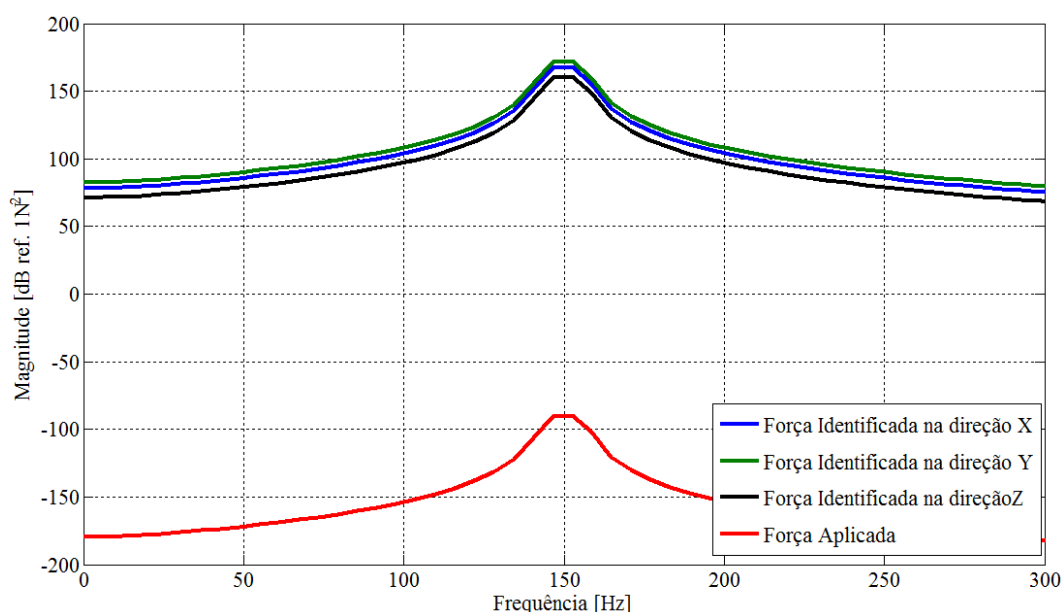


Figura 6.24 – Espectros de potência das forças harmônicas de 150 Hz estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada.

6.6.2. Identificação de um *chirp* linear cortando 150 Hz no instante $t = 1$ s.

Da mesma maneira como foram obtidas as respostas da seção 6.6.1, neste subcapítulo aplicaram-se forças correspondentes a um *chirp* linear que corta 150 Hz no instante $t = 1$ s. Na Figura 6.25 estão mostrados os espectrogramas das forças identificadas nas direções X, Y e Z e o espectrograma da força simulada.

Os espectrogramas foram determinados utilizando-se uma janela de 256 pontos, com “overlap” de 50%. Pode-se observar na Figura 6.25 que as forças tipo *chirp* apresentaram espectrogramas das forças estimadas bastante semelhantes aos espectrogramas da força aplicada. Tal fato mostra que se possui um modelo bastante representativo determinado via NExT, é possível identificar este tipo de força.

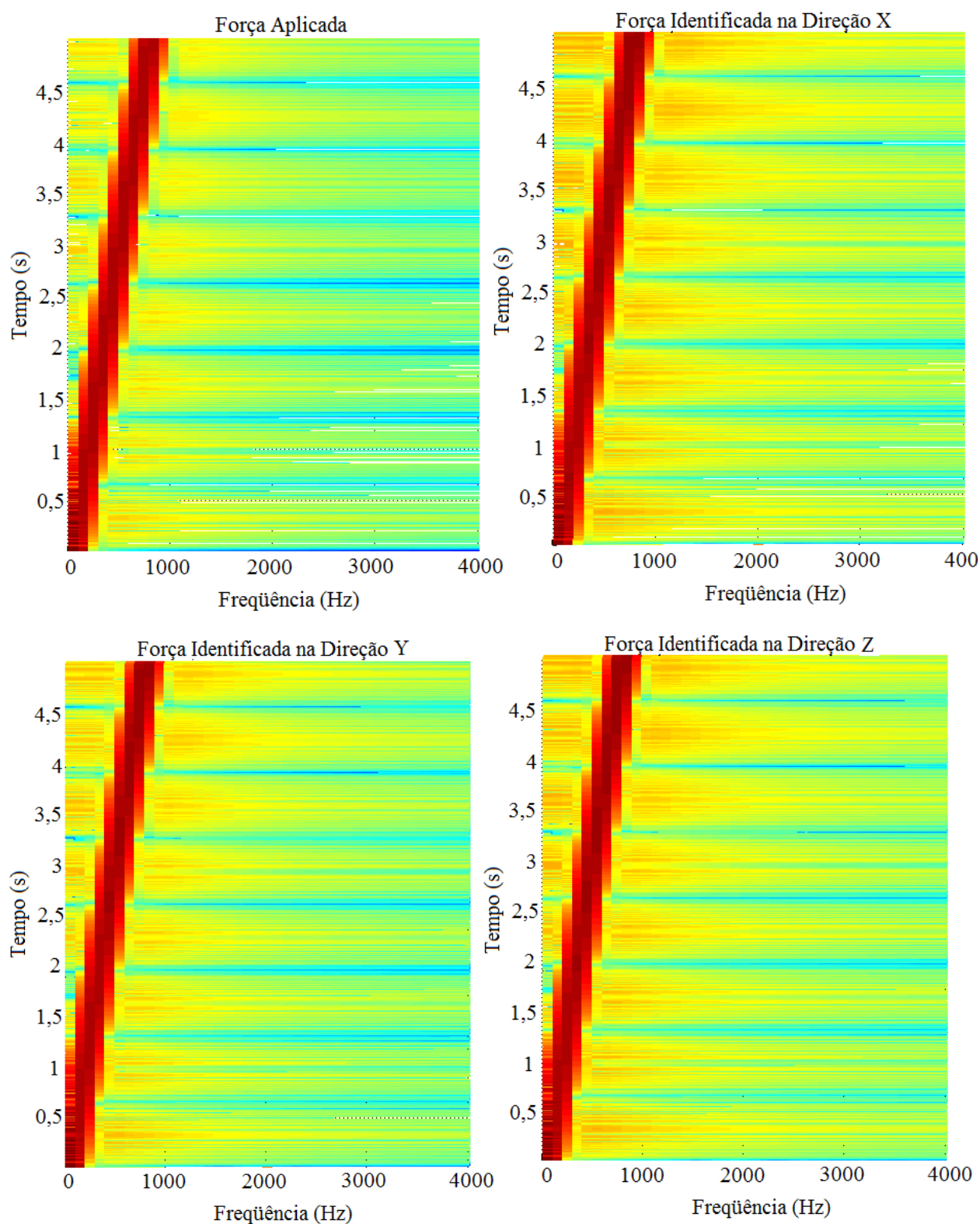


Figura 6.25 – Espectrogramas das forças (*chirp* linear) estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada.

6.6.3. Identificação de uma força aleatória adicionada a dois harmônicos de 60 Hz e 500 Hz, sendo utilizada a mesma força para determinação do metamodelo

Foram aplicadas forças aleatórias na presença de um seno e de um cosseno (frequências fundamentais de 60 e 500 Hz, respectivamente) nas direções X, Y, Z do nó 4602.

A presença de harmônicos na excitação pode causar estimativas errôneas dos parâmetros modais, sendo os modos naturais do sistema confundidos com os modos operacionais, provenientes das respostas oriundas de componentes harmônicas. Utilizou-se a representação gráfica tempo-frequência para se verificar o efeito das componentes harmônicas, em que fica claro as frequências fixas e variáveis associadas às características do sistema (Silva et al, 2008) e (Brincker et al, 2000a).

Na Figura 6.26 está mostrado o espectrograma da resposta na direção X do nó 3684, devido à excitação aleatória na presença de componentes harmônicas de 60 e 500 Hz. O espectrograma foi determinado utilizando-se uma janela de 16384 pontos, com “overlap” de 50%.

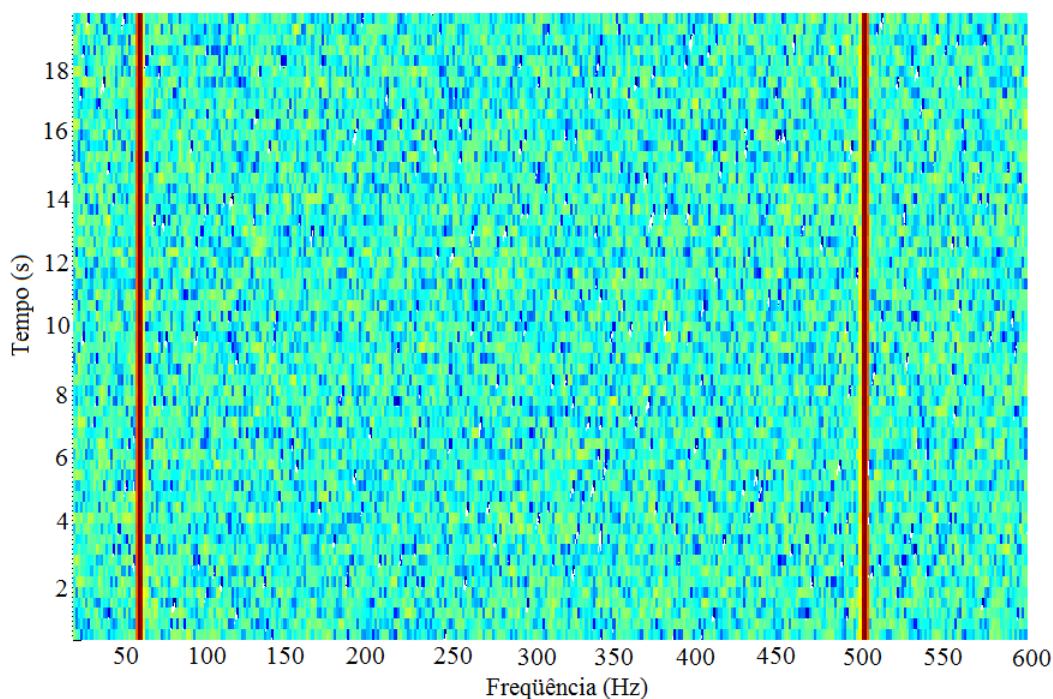


Figura 6.26 – Espectrograma da resposta na direção X do nó 3684, devido à excitação aleatória na presença de componentes harmônicas de 60 e 500 Hz.

Pode-se verificar claramente a presença das frequências fixas de 60 e 500 Hz na Figura 6.26, o que comprova que são componentes harmônicas. O espectrograma foi apresentado apenas até 600 Hz, para facilitar a visualização das componentes harmônicas.

Na Tabela 6.13 estão mostrados os parâmetros modais do modelo representativo para as respostas devido à excitação aleatória na presença das componentes harmônicas de 60 e 500 Hz.

Tabela 6.13 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para as respostas devido à excitação aleatória na presença das componentes harmônicas de 60 e 500 Hz.

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
1,2		496	-	0,71	2,5
6,1	1,67	1826	0,66	0,92	2,8
6,0	0	2052	0,34	1,00	31,5
6,0	0	2755	0,36	0,98	7,4
5,8	3,33	3608	0,08	0,48	4,6
6,0	0	6134	0,11	0,55	1,2

Apesar do erro médio quadrático do modelo ser de $6,89\text{e-}09$, e os erros das frequências naturais e fatores de amortecimento serem inferiores a 0,7 e 3%, respectivamente, as forças estimadas (Figura 6.27) tiveram uma identificação inadequada, isto devido à presença das componentes harmônicas. A frequência de 496 Hz é um exemplo da presença de um modo operacional em vez de um modo natural e o fator de amortecimento de 1,2%, o qual é muito baixo comparado com os fatores de amortecimento do sistema enfatiza a presença do harmônico de 500 Hz.

Portanto, filtraram-se os sinais das respostas com um filtro corta banda de 2 polos, tipo *butterworth*, de 50 a 70 Hz e de 450 a 550 Hz. Um novo modelo foi obtido com tais respostas, resultando nos parâmetros modais da Tabela 6.14 e em um erro médio quadrático de $3,67\text{e-}09$.

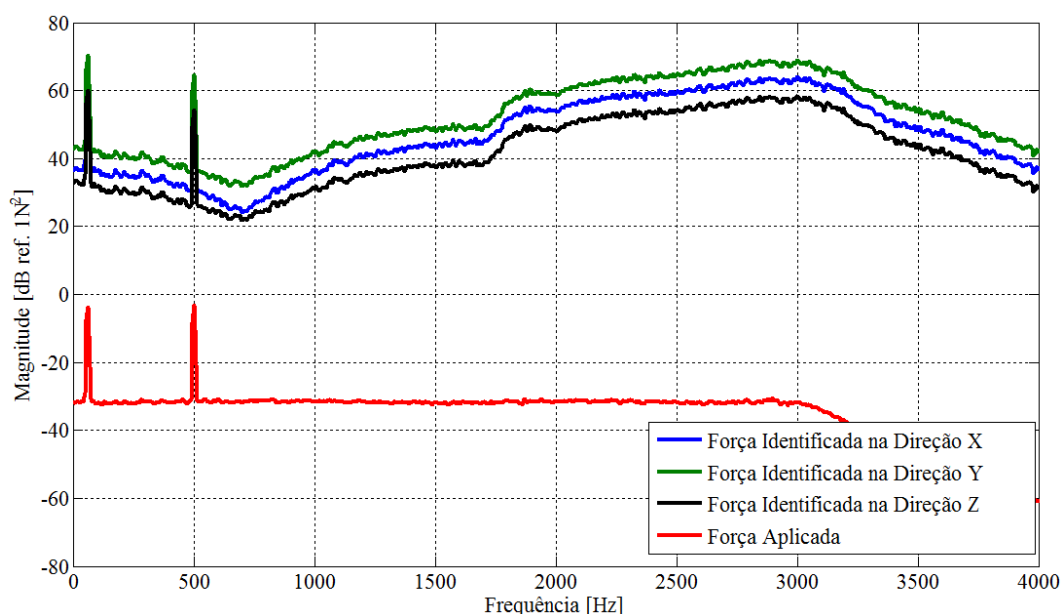


Figura 6.27 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da simulada para as respostas devido à excitação aleatória na presença das componentes harmônicas de 60 e 500 Hz.

Tabela 6.14 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para as respostas filtradas nas bandas centradas em 60 e 500 Hz.

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
5,9	1,67	1820	0,33	0,52	2,9
6,0	0	2052	0,34	0,99	32,7
6,1	1,67	2751	0,22	0,98	7,6
7,1	18,33	3312	0,09	0,63	0,9
5,5	8,33	3611	0,17	0,36	4,7
6,1	1,67	6164	0,37	0,24	1,3

Observa-se que a frequência de 496 Hz desapareceu (Tabela 6.14) após filtrados os sinais de respostas. Na Figura 6.28 estão mostrados os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para as respostas filtradas nas bandas centradas em 60 e 500 Hz. Verifica-se que os espectros das forças identificadas apresentaram bastante semelhança com os espectros da força aplicada.

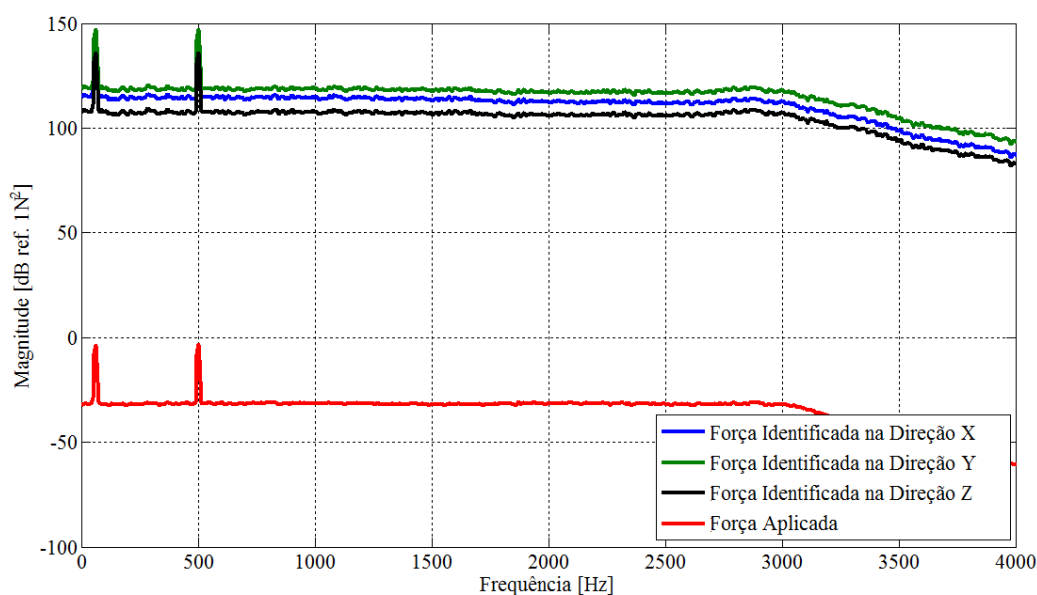


Figura 6.28 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da simulada para as respostas filtradas nas bandas centradas em 60 e 500 Hz.

Em nível de exemplo as forças do tipo harmônica de 150 Hz e do tipo *chirp* linear das seções 6.6.1 e 6.6.2 foram identificadas utilizando-se o modelo ajustado com as respostas, devido à presença de componentes harmônicas, filtradas nas bandas centradas em 60 e 500 Hz.

Nas Figuras 6.29 e 6.30 estão mostrados, respectivamente, os espectros de potência e os espectrogramas das forças harmônicas e dos *chirp* estimadas e aplicadas.

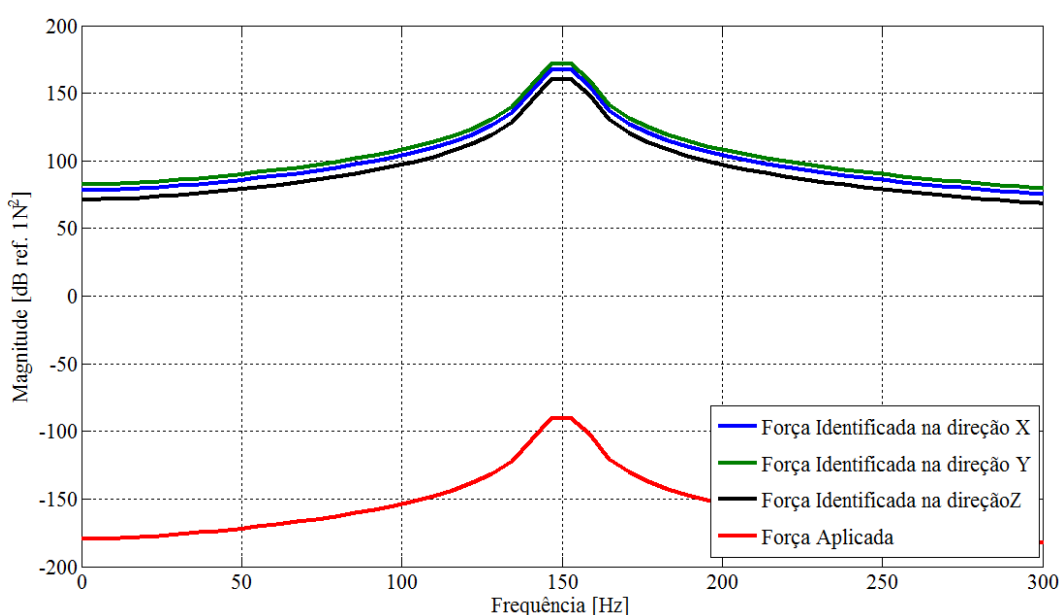


Figura 6.29 – Espectros de potência das forças harmônicas de 150 Hz estimadas e da simulada, para as respostas filtradas nas bandas centradas em 60 e 500 Hz.

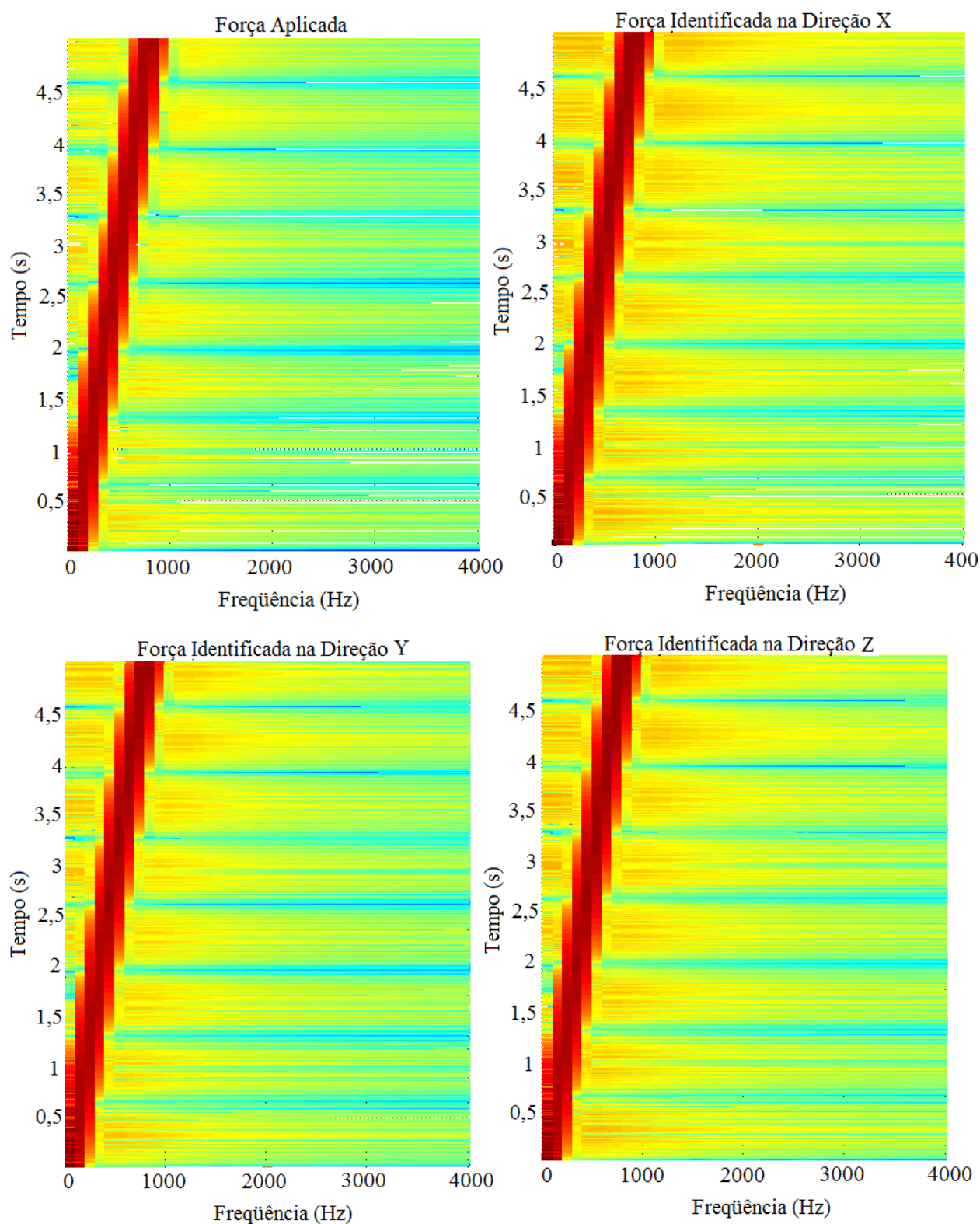


Figura 6.30 – Espectrogramas das forças (*chirp* linear) estimadas nas direções X, Y e Z e da simulada, para as respostas filtradas nas bandas centradas em 60 e 500 Hz

Observa-se nas Figuras 6.29 e 6.30 que os espectros e espectrogramas das forças estimadas apresentam grandes semelhanças com os das forças aplicadas.

6.6.4. Identificação de uma força aleatória adicionada a um harmônico de 2000 Hz próximo de uma frequência natural, sendo utilizada a mesma força para determinação do metamodelo

Na Figura 6.31 está mostrado o espectrograma da resposta na direção X do nó 3684, devido à excitação aleatória na presença da componente harmônica de 2000 Hz, próxima de uma frequência natural. O espectrograma foi determinado utilizando-se uma janela de 16384 pontos, com *overlap* de 50% e mostrado até 4000 Hz para facilitar a visualização da frequência fixa de 2000 Hz.

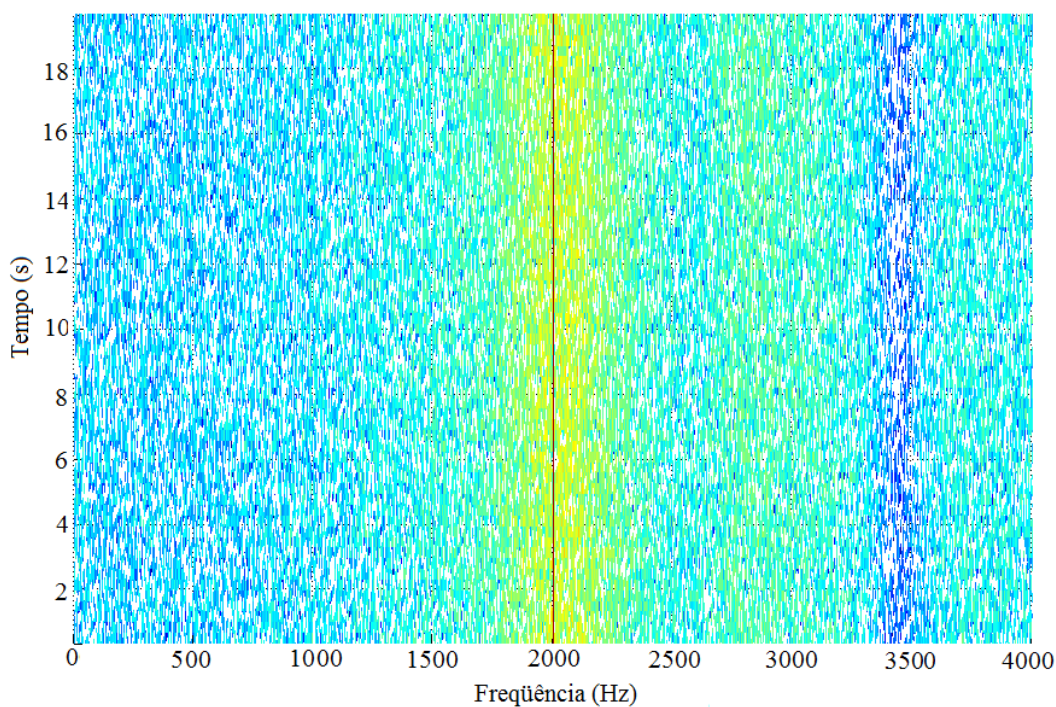


Figura 6.31 – Espectrograma da resposta na direção X do nó 3684, devido à excitação aleatória na presença da componente harmônica de 2000 Hz próxima de uma frequência natural.

Na Tabela 6.15 estão mostrados os parâmetros e modais do modelo para as respostas devido à excitação aleatória na presença da componente harmônica de 2000 Hz. É claramente observada a frequência de 1999 Hz, devido à presença do harmônico de 2000 Hz, com um fator de amortecimento de 0,23%.

Tabela 6.15 – Freqüências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para as respostas devido à excitação aleatória na presença da componente harmônica de 2000 Hz.

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,0	0	1839	1,38	0,46	0,2
0,23	-	1999	-	0,98	49,1
8,7	45,0	2037	0,39	0,73	0,4
6,2	3,33	2768	0,84	0,67	0,2
5,6	6,67	3614	0,25	0,62	0,1
6,0	0	6132	0,15	0,44	0,0

Na Figura 6.32 estão mostrados os espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para as respostas devido à excitação aleatória na presença da componente harmônica de 2000 Hz.

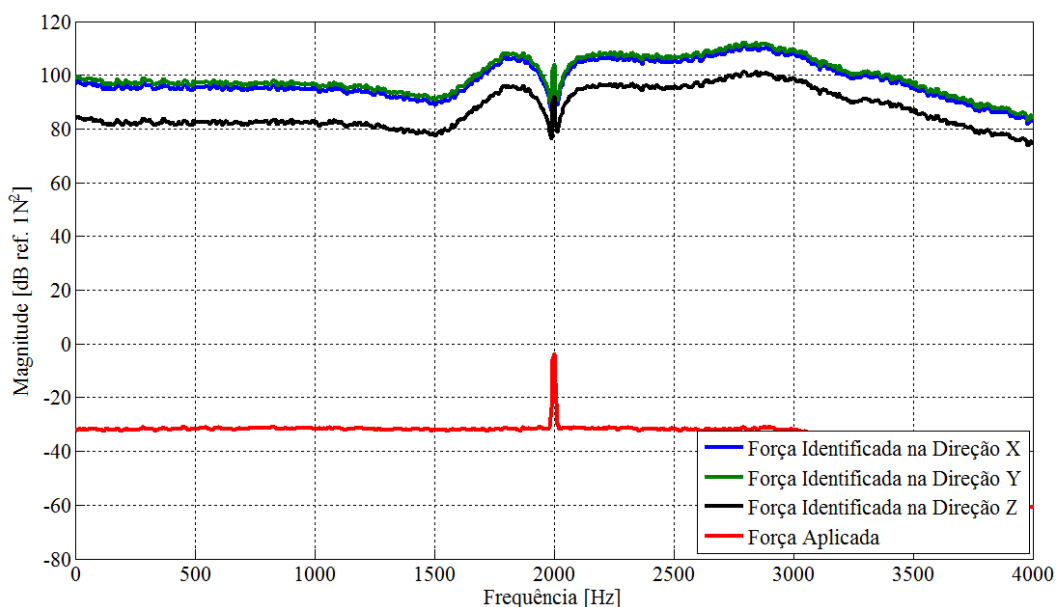


Figura 6.32 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da aplicada para as respostas devido à excitação aleatória na presença da componente harmônica de 2000 Hz.

Das análises da Tabela 6.15 e da Figura 6.32 infere-se que a presença do modo operacional de 1999 Hz no modelo influenciou consideravelmente na identificação das forças. O fato de

haver a presença de uma componente harmônica próxima a uma frequência natural prejudica fortemente a determinação de um modelo representativo e, por conseguinte a estimativa das forças. Logo, filtraram-se os sinais das respostas com um filtro corta banda de 2 pólos, tipo *butterworth*, de 1990 a 2010 Hz.

O modelo com tais respostas foi redefinido, resultando nos parâmetros modais da Tabela 6.16 e nos espectros de forças estimadas da Figura 6.33. Observa-se na Tabela 6.16 que a frequência de 1999 Hz desapareceu e os espectros das forças estimadas (Figura 6.33) estão de acordo com os espectros das forças aplicadas.

Tabela 6.16 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para as respostas filtradas na banda centrada em 2000 Hz.

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
4,9	18,33	1832	0,99	0,67	4,3
5,7	5,00	2073	1,37	1,00	30,8
6,5	8,33	2738	0,25	0,86	7,8
8,8	46,67	3250	1,78	0,89	1,2
5,3	11,67	3617	0,33	0,31	4,6
6,1	1,67	6165	0,39	0,42	1,3

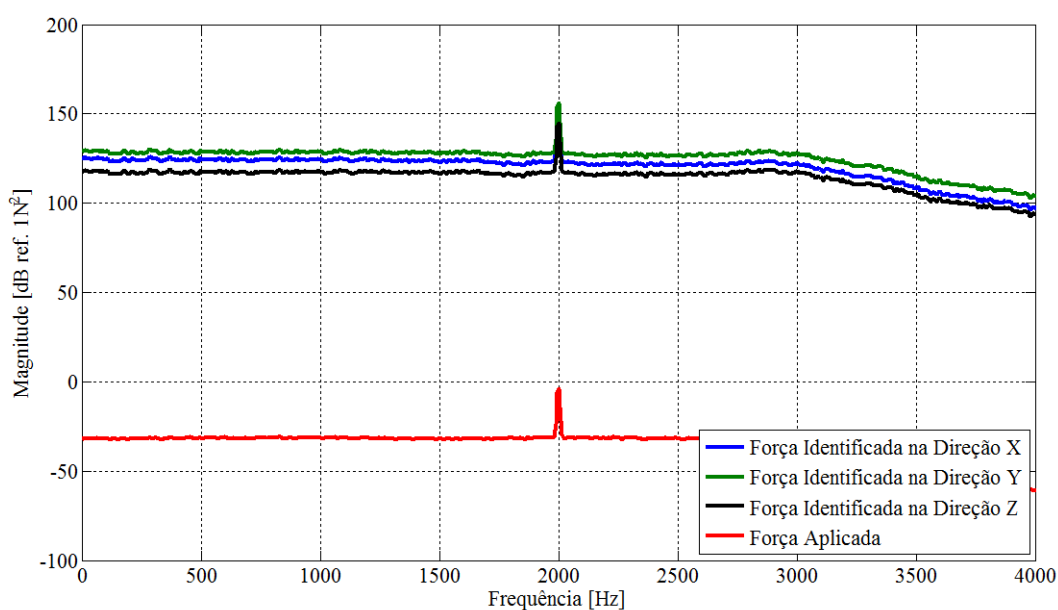


Figura 6.33 – Espectros de potência das forças estimadas nas direções X, Y e Z e da simulada para as respostas filtradas na banda centrada em 2000 Hz.

Capítulo VII

Resultados Experimentais

Neste capítulo são mostrados os resultados da estimativa das forças dinâmicas envolvidas no processo de torneamento da barra de aço inox microligado (Tabela 7.1). São apresentadas as Funções Resposta em Frequência determinadas experimentalmente, para validação do metamodelo, bem como os resultados da metodologia proposta para estudo do comportamento das forças de usinagem com a evolução do desgaste e fim de vida das ferramentas.

Tabela 7.1 – Composição química aço inox microligado utilizado no processo de torneamento

Composição	% C	% Si	% Mn	% P	% S	% Cr	% Ni	% Mo
Min.	0,360	0,600	1,30	0,000	0,020	0,100	0,000	0,000
Max.	0,400	0,750	1,50	0,025	0,040	0,200	0,150	0,050

Composição	% Al	% Cu	% Sn	% Ti	% V	% B	ppmH	% N2
Min.	0,0100	0,000	0,0000	0,0100	0,0800	0,0000	0,00000	0,0130
Max.	0,0250	0,200	0,0300	0,0300	0,1300	0,0004	3,00000	0,0200

Foram realizados seis testes de usinagem em um torno ROMI Multiplice 3D (Figura 7.1), com ferramentas de metal duro revestidas, tipo SN MG 1204 – MF 235. Os testes foram realizados em uma barra de aço inox microligado (Tabela 7.1), a seco, com uma velocidade de corte de 150 m/mim, um avanço de 0,2 mm/volta e uma profundidade de corte de 1 mm. As condições de corte e o material da peça foram especificados com intuito de acelerar o fim da vida das ferramentas. Foram utilizadas seis arestas de corte (uma para cada teste), cujo critério de fim de vida foi o lascamento ou a quebra da ferramenta.



Figura 7.1 - Torno ROMI Multiplice 3D.

De acordo com os resultados obtidos nas simulações, seis sensores foram posicionados nos nós 250 e 3684 (Bloco 1 e Bloco 2), indicados na Figuras 7.2 e 7.3.

Os blocos de alumínio indicados na Figura 7.2 foram utilizados para garantir que os três sensores fossem posicionados exatamente no mesmo nó. Devido a problemas de saturação de sinal utilizou-se também, um filtro mecânico da B&K, tipo UA 0553. Os blocos de alumínio e o filtro mecânico não prejudicaram as análises dos sinais de vibração e identificação das forças para fins de monitoramento de vida das ferramentas, uma vez que os sintomas vibratórios apresentam altas correlações com o desgaste em baixa frequência (Meola et al, 2003). Com relação às forças de corte, as componentes de avanço, por exemplo, são bastante sensíveis às condições da ferramenta em frequências abaixo de 400 Hz (Hong et al, 1996).

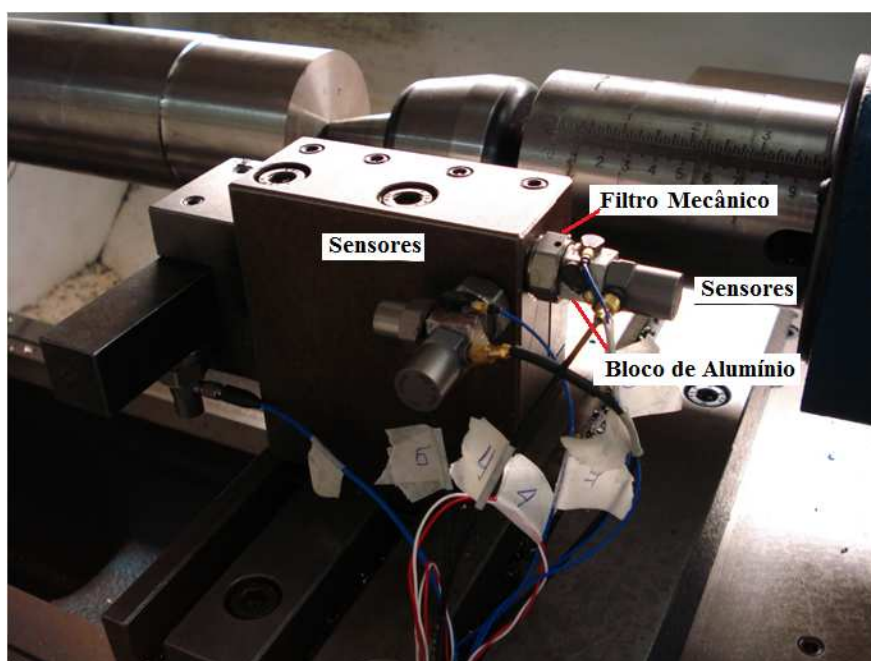


Figura 7.2 – Posição dos sensores.

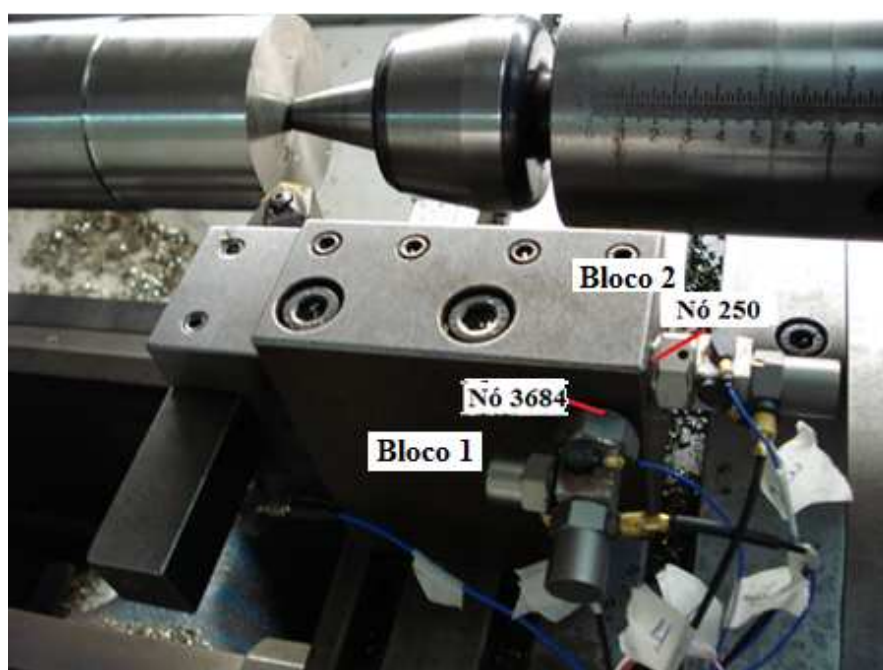


Figura 7.3 – Indicação dos nós.

Os sinais de aceleração foram adquiridos com uma taxa de amostragem de 16384 Hz, sendo que cada aquisição tem duração máxima de 30 segundos (tempo total de aquisição). Na Figura

7.4 está mostrada a região significativa de um sinal. Vale ressaltar que cada teste consiste em vários ensaios (passadas da ferramenta durante no máximo 30 segundos) até o fim de vida da ferramenta, esquema mostrado na Figura 7.5.

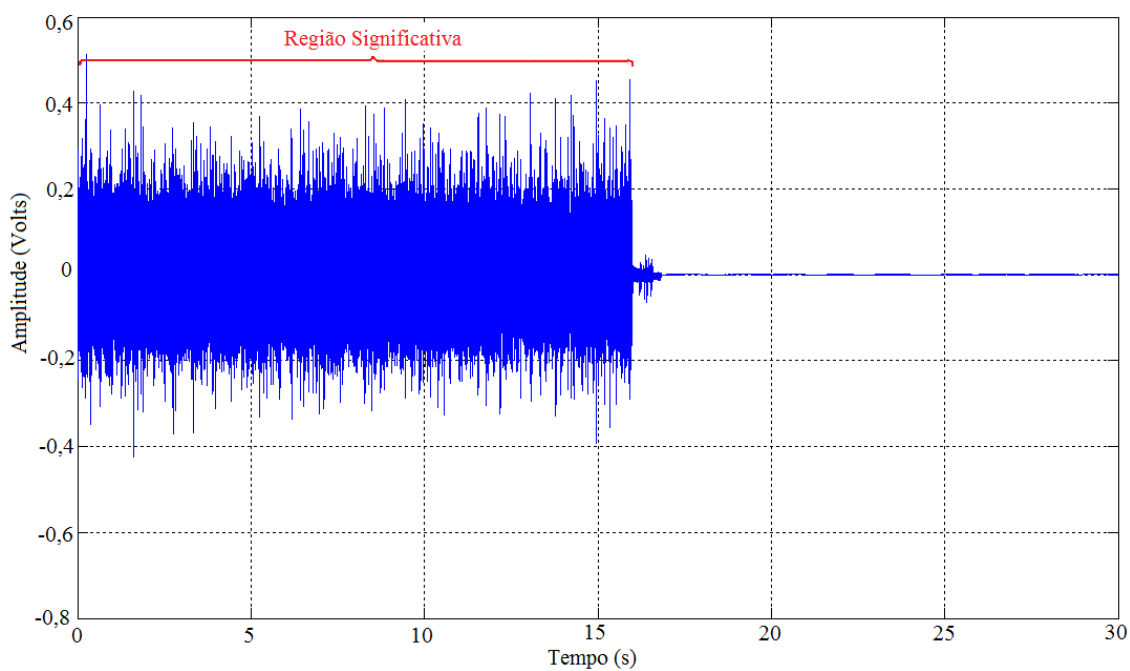


Figura 7.4 – Região significativa do sinal utilizada para análise.

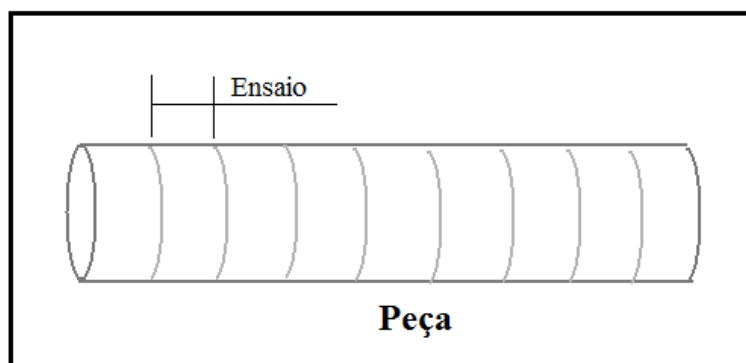


Figura 7.5 – Esboço dos ensaios de cada teste.

A instrumentação utilizada consistiu de:

- Dois acelerômetros B&K tipo 4371
- Um acelerômetro B&K tipo 4367

- Dois acelerômetros PCB tipo 352C22
- Um acelerômetro PCB tipo 352C33
- Duas placas de aquisição A/D da National Instruments USB 9233
- Um condicionador de sinais da B&K, Nexus 2693
- Um condicionador de sinais da B&K, tipo 2635

Foram medidos os desgastes de flanco médio das pastilhas ao final de cada ensaio a fim de se determinar a correlação entre as medidas de desgaste e as forças estimadas via Análise Modal Operacional (AMO). Os desgastes foram medidos por meio de um microscópio da marca Olympus SZ61, com ampliação máxima de 45 vezes. O software analisador das imagens foi o *Image Pro-Express*.

Para validação do metamodelo obtido via AMO, foram determinadas experimentalmente as Funções Resposta em Frequência do porta-ferramentas. As FRFs foram determinadas via excitação impulsiva, utilizando-se um martelo de impacto da PCB tipo 086C01 e aplicando-se um sistema SISO (*single input single output*). Os pontos de excitações e respostas para obtenção das 9 FRFs estão mostrados na Figura 7.6. Para tanto, foi utilizada uma taxa de aquisição de 16384 Hz, 100 médias e as FRFs foram determinadas com uma resolução em frequência de 1 Hz.

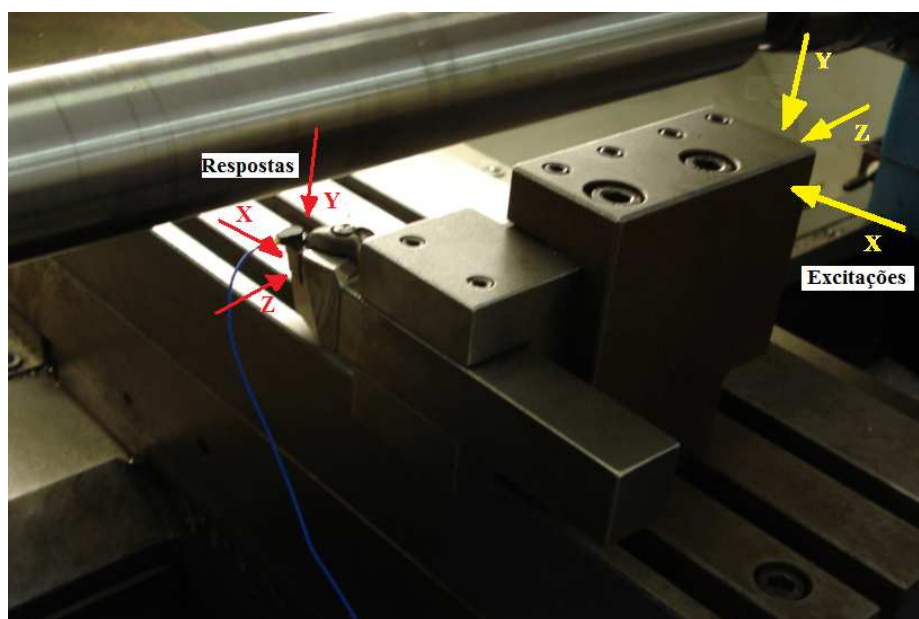


Figura 7.6 – Pontos de excitações e respostas para obtenção das FRFs experimentais.

Para a análise modal operacional foram utilizadas doze respostas para estimativa das funções de correlação, três velocidades e três deslocamentos para cada bloco. As funções de correlação para determinação das FRIs foram estimadas via FFT (número de amostras 512) e a resolução em frequência resultante foi, portanto, de 32 Hz. Vale ressaltar que as FRIs foram determinadas com uma dimensão de 256×1 , os modelos modais foram determinados com 6 g.d.l. e as respostas de deslocamento do Bloco 1 foram utilizadas como referência.

Toda vez que se troca a ferramenta, a FRF pode variar. Por isso, as respostas do primeiro ensaio com uma aresta nova foram utilizadas para a estimativa do metamodelo. Apesar das pastilhas serem retiradas para medição do desgaste ao término de cada passada, utilizou-se o mesmo metamodelo do primeiro ensaio na identificação das forças de todos os ensaios com aquela aresta.

Uma análise em bandas de 1/3 de oitava centradas entre 16 e 8000 Hz foi realizada para a definição da banda de utilização, ou seja: aquelas que resultarem num alto coeficiente de correlação entre os desgastes medidos para cada aresta e os valores das forças estimadas.

Nas Figuras de 7.7 a 7.15 estão mostradas os gráficos de magnitude das nove FRFs do porta-ferramentas determinadas experimentalmente.

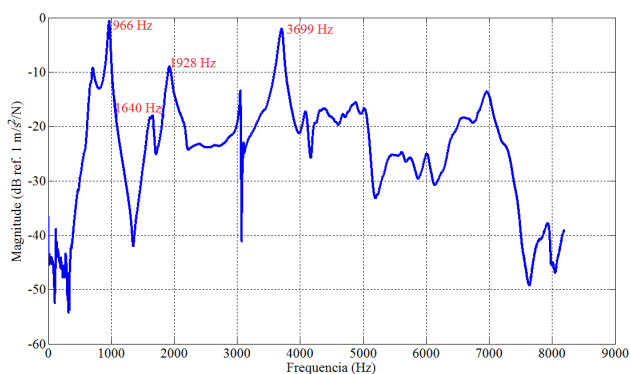


Figura 7.7 – Função Resposta em Frequência para excitação e resposta na direção X.

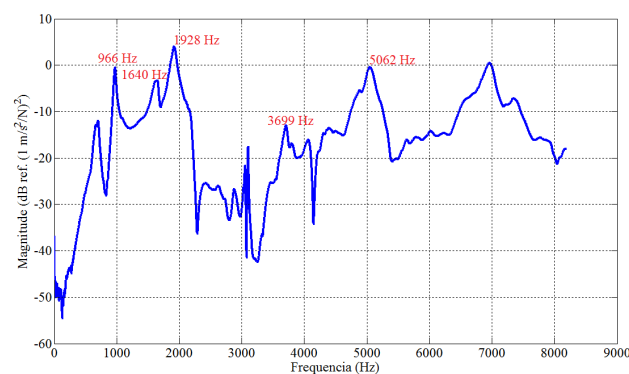


Figura 7.8 – Função Resposta em Frequência para excitação na direção Y e resposta na direção X.

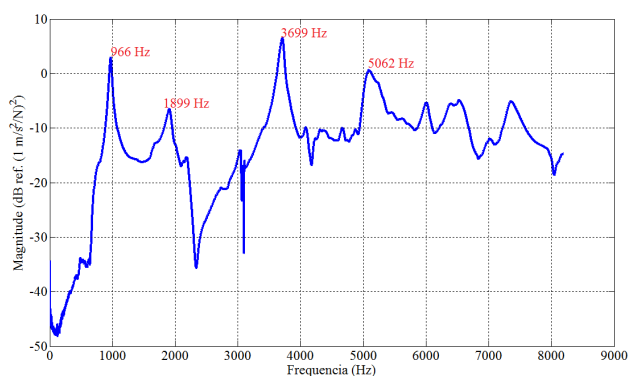


Figura 7.9 – Função Resposta em Frequência para excitação na direção Z e resposta na direção X.

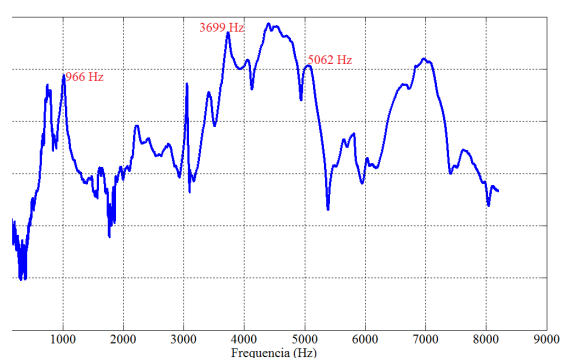


Figura 7.10 – Função Resposta em Frequência para excitação na direção X e resposta na direção Y.

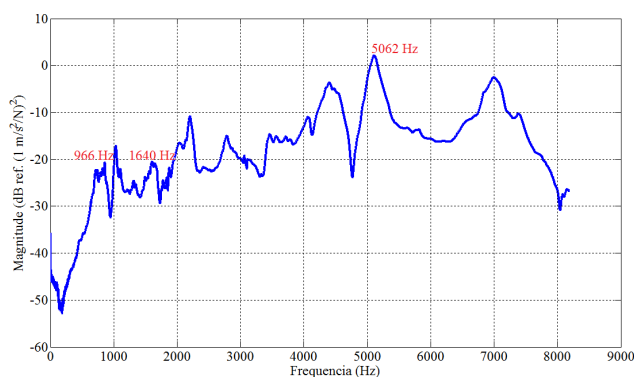


Figura 7.11 – Função Resposta em Frequência para excitação e resposta na direção Y.

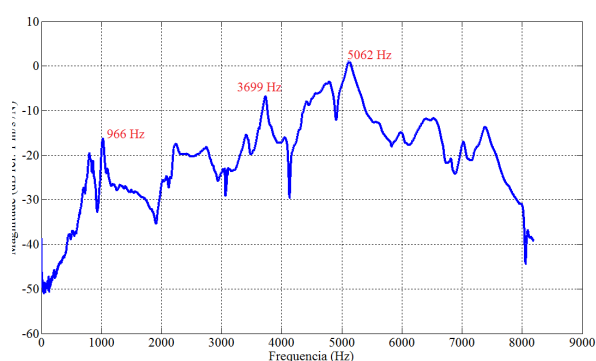


Figura 7.12 – Função Resposta em Frequência para excitação na direção Z e resposta na direção Y.

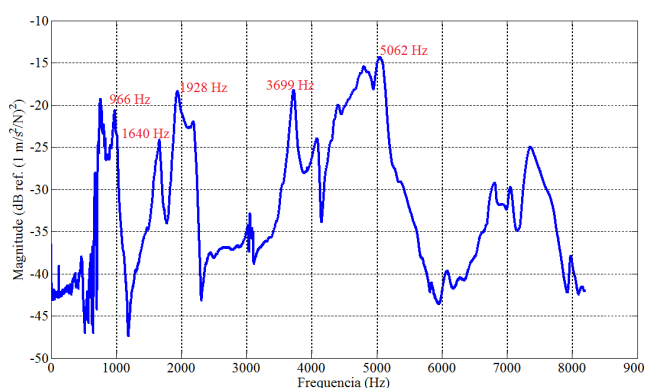


Figura 7.13 – Função Resposta em Frequência para excitação na direção X e resposta na direção Z.

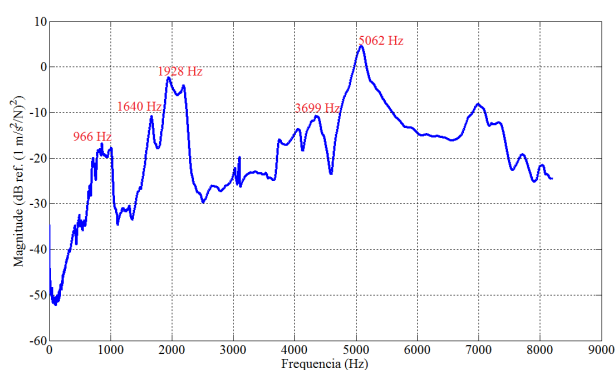


Figura 7.14 – Função Resposta em Frequência para excitação na direção Y e resposta na direção Z.

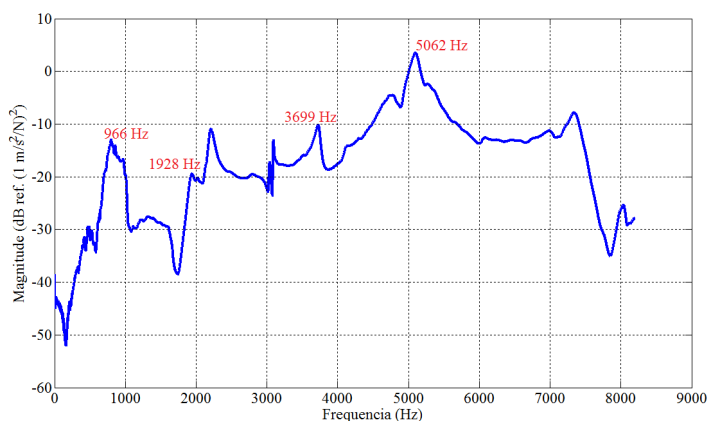


Figura 7.15 – Função Resposta em Frequência para excitação e resposta na direção Z.

Com as Funções Resposta ao Impulso das nove FRFs foram estimados via ERA os fatores de amortecimento e as frequências naturais do porta-ferramentas, mostrados na Tabela 7.2. Foram utilizados valores de $r = 80$ e $s = 341$, para FRIs com dimensões de 512×1 e modelo com 6 g.d.l..

Tabela 7.2 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados através das FRIs do porta-ferramentas obtidas experimentalmente.

ζ Estimado(%)	f_n Estimada (Hz)	MAC	MSV
2,5	966	0,81	12,0
3,1	1640	0,54	3,0
2,6	1899	0,98	1,5
2,5	1928	0,99	13,4
1,1	3699	0,14	10,3
1,4	5062	0,29	9,9

As frequências obtidas para o modelo modal da Tabela 7.2 estão indicadas nas Funções Respostas em Frequência das Figuras 7.3 a 7.11. A frequência de 832 Hz presente nas FRFs

pode ser obtida filtrando-se os sinais, com um filtro passa baixa com frequência de corte de 2000 Hz.

As frequências naturais e os fatores de amortecimento foram determinados para fins de comparação com os estimados para os modelos obtidos via respostas das seis arestas utilizadas no torneamento. Os metamodelos foram determinados com 6 g.d.l. e valores de $r = 30$ e $s = 166$, para FRIs com dimensões de 256×1 .

7.1. Metamodelos Determinados via Respostas de Deslocamento e Velocidade

As frequências naturais estimadas com as respostas das seis ferramentas, Aresta 1, Aresta 2, Aresta 3, Aresta 4, Aresta 5 e Aresta 6 e as diferenças Dif. em relação às frequências obtidas via análise modal clássica estão mostrados nas Tabelas 7.3, 7.4, 7.5, 7.6, 7.7 e 7.8, respectivamente. Os erros médios quadráticos dos modelos para as seis arestas estão mostrados na Tabela 7.9. Entende-se por Aresta 1, por exemplo, como sendo o primeiro teste de usinagem realizado.

Tabela 7.3– Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados através das respostas da Aresta 1.

ζ Estimado(%)	f_n Estimada (Hz)	Dif. (%)	MAC	MSV
3,4	959	0,72	0,94	2,9
2,1	1638	0,12	0,37	1,9
2,7	1875	1,26	0,94	11,2
2,7	3619	2,2	0,86	8,5
2,1	4842	-	0,43	3,1
0,72	4931	2,6	0,33	22,6

Observa-se, na Tabela 7.3, que o maior desvio é de 2.6% e que apenas uma frequência não está de acordo com a frequência obtida via análise modal clássica. O mesmo pode ser verificado na Tabela 7.4, para a Aresta 2.

Tabela 7.4 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados através das respostas da Aresta 2.

ζ Estimado(%)	f_n Estimada (Hz)	Dif. (%)	MAC	MSV
3,5	953	1,3	0,99	2,5
2,5	1648	0,48	0,52	1,4
2,7	1870	1,53	0,96	9,2
2,5	3619	2,2	0,51	7,6
1,77	4809	-	0,84	2,2
0,56	4932	2,6	1,00	27,1

Para as Arestas 3 e 4, Tabelas 7.5 e 7.6, os maiores desvios calculados são de 2.8 e 2.9%, respectivamente. Para a Aresta 3, o menor desvio observado é de 1.4% para a segunda frequência natural. O mesmo pode ser observado nos resultados para a Aresta 4 (Tabela 7.6).

Tabela 7.5 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados através das respostas da Aresta 3.

ζ Estimado(%)	f_n Estimada (Hz)	Dif. (%)	MAC	MSV
3,2	946	2,1	0,95	4,5
2,4	1617	1,4	0,28	1,9
2,5	1857	2,2	0,10	13,1
2,5	3615	2,3	0,52	6,0
0,83	4847	-	0,16	4,3
0,63	4921	2,8	0,26	20,3

Tabela 7.6 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados através das respostas da Aresta 4.

ζ Estimado(%)	f_n Estimada (Hz)	Dif. (%)	MAC	MSV
3,2	946	2,1	0,96	4,0
2,4	1615	1,4	0,59	1,4
2,6	1856	2,3	0,99	9,3
2,6	3613	2,3	0,99	4,0
1,06	4911	-	0,93	7,5
0,35	4913	2,9	0,99	23,7

Os desvios observados para os dados das arestas 5 e 6 também são pequenos, como pode-se observar nas Tabelas 7.7 (Aresta 5) e 7.8 (Aresta 6). O maior desvio observado com os dados da Aresta 5 é de 2,7% para a sexta frequência natural o menor é de 1,2% para a segunda. Com os dados da Aresta 6, o maior desvio é de 4.7% para a segunda frequência natural e o menor de 2,3% para as terceira e quarta frequências naturais.

Tabela 7.7 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados através das respostas da Aresta 5.

ζ Estimado(%)	f_n Estimada (Hz)	Dif. (%)	MAC	MSV
3,4	950	1,6	0,89	5,0
2,7	1621	1,2	0,37	2,5
2,4	1858	2,2	0,99	18,9
2,3	3620	2,1	0,47	8,1
1,2	4717	-	0,71	1,5
0,76	4923	2,7	0,91	14,0

Tabela 7.8 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados através das respostas da Aresta 6.

ζ Estimado(%)	f_n Estimada (Hz)	Dif. (%)	MAC	MSV
3,4	942	2,5	0,90	12,5
4,3	1562	4,7	0,59	2,2
2,4	1856	2,3	0,74	16,9
2,4	3613	2,3	0,24	7,1
2,1	4702	-	0,47	1,0
0,84	4923	2,7	0,73	10,3

Os desvios entre as frequências naturais estimadas, juntamente com erros médios quadráticos da ordem de 10^{-7} (Tabela 7.9) dos modelos para das seis arestas, validam o procedimento de análise modal operacional utilizado na estimativa do metamodelo modal a ser utilizado na identificação das forças dinâmicas de corte. Os fatores de amortecimento não foram comparados, pois a condições de contorno do modelo são diferentes, uma vez que a ponta da ferramenta está em contato com a peça durante a usinagem e para a análise modal clássica isto não acontece.

Tabela 7.9 – Erros médios quadráticos dos modelos para as seis arestas.

Aresta	Erro médio quadrático
1	2,69e-07
2	2,72e-07
3	3,03e-07
4	2,66e-07
5	1,82e-07
6	1,88e-07

7.2. Definição do Sintoma de Desgaste

Estudou-se a sensibilidade de uma banda larga de frequência para as forças identificadas com relação à evolução do desgaste das ferramentas. Sendo assim, nas Tabelas de 7.10 a 7.15 estão mostrados os coeficientes de correlação entre os valores medidos de desgaste e os valores em bandas de 1/3 de oitava das forças de corte estimadas, para as seis arestas, respectivamente. Vale ressaltar que a força na direção X é referente à força passiva, na direção Y é referente à de corte e na direção Z à força de avanço.

As amplitudes das forças identificadas não foram calibradas através do acréscimo ou retirada de massa do sistema, uma vez que não há necessidade de se conhecerem os valores reais das amplitudes e sim de se observarem os comportamentos das forças com a evolução do desgaste e fim de vida das ferramentas. Logo, as amplitudes das forças identificadas para cada usinagem com as seis arestas foram normalizadas em relação aos valores RMS (Equação 7.1) dos primeiros ensaios de cada ferramenta.

$$\text{RMS} = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} (z - \mu_z)^2 p(z) dz} = \sqrt{\psi_z^2 - \mu_z^2} = \sqrt{\sigma_z^2} = \sigma_z \quad (7.1)$$

onde:

z é uma variável aleatória que assume valores entre $-\infty$ e $+\infty$;

μ_z é o valor médio;

$p(z)$ é a função densidade de probabilidade associada a z ;

ψ_z^2 é o valor médio quadrática;

σ_z^2 e σ_z são, respectivamente, a variância e o desvio padrão de z .

Vale ressaltar que as medidas de desgaste de flanco das seis ferramentas estão mostradas no Anexo III.

Os valores destacados em vermelho nas Tabelas de 7.10 a 7.15 indicam coeficientes de correlação maiores do que 80%.

Tabela 7.10 – Coeficientes de correlação entre os valores medidos de desgaste da Aresta 1 e as forças estimadas em bandas de 1/3 de oitava nas direções X, Y e Z.

Coeficiente de Correlação			
Banda (Hz)	Direção X	Direção Y	Direção Z
16	0,1871	-0,0058	0,0369
20	-0,5928	-0,7771	-0,7627
25	-0,4315	-0,5863	-0,5978
31,5	-0,6201	-0,7889	-0,8299
40	-0,5176	-0,564	-0,5336
50	-0,4485	-0,7225	-0,774
63	-0,4412	-0,7234	-0,7583
80	-0,3261	-0,6591	-0,7125
100	-0,265	-0,52	-0,5183
125	-0,3818	-0,5289	-0,5853
160	-0,2105	-0,1762	-0,1891
200	0,1304	0,0206	0,0605
250	0,4205	0,2082	0,2287
315	0,4589	0,3615	0,3883
400	0,6567	0,3727	0,4759
500	0,8825	0,5057	0,4961
630	0,715	0,6722	0,8259
800	0,0415	0,7398	0,4742
1000	-0,2918	0,3368	0,6068
1250	0,2986	0,6771	0,9135
1600	0,5054	0,5874	0,656
2000	0,4565	0,4754	0,5865
2500	0,1968	0,3552	0,2434
3150	0,1583	0,3853	0,0814
4000	0,9406	0,4299	0,941
5000	0,1014	0,1003	0,1083

Tabela 7.11 – Coeficientes de correlação entre os valores medidos de desgaste da Aresta 2 e as forças estimadas em bandas de 1/3 de oitava nas direções X, Y e Z.

Banda (Hz)	Coeficiente de Correlação		
	Direção X	Direção Y	Direção Z
16	-0,7952	-0,7583	-0,2403
20	-0,8365	-0,7893	-0,7142
25	-0,6691	-0,6432	-0,981
31,5	-0,8748	-0,8464	-0,9428
40	-0,8473	-0,853	-0,8771
50	-0,8581	-0,8492	-0,9167
63	-0,8229	-0,8154	-0,9201
80	-0,8815	-0,862	-0,9305
100	-0,7425	-0,7303	-0,8398
125	-0,7799	-0,6937	-0,8379
160	-0,607	-0,5731	-0,7639
200	-0,1727	-0,1742	-0,1683
250	0,0824	0,1168	0,187
315	0,0538	0,1429	0,0783
400	0,1029	0,2255	0,4707
500	-0,6214	-0,2019	-0,434
630	0,1473	0,2811	0,1654
800	0,1402	0,248	-0,006
1000	-0,0862	0,1743	-0,1938
1250	0,106	0,084	0,1911
1600	0,4758	0,4078	0,4346
2000	0,5049	0,4863	0,5239
2500	0,3261	0,1383	0,4229
3150	-0,29	0,0262	-0,1261
4000	0,0958	0,3917	0,3309
5000	0,4615	0,7201	0,4535

Tabela 7.12 – Coeficientes de correlação entre os valores medidos de desgaste da Aresta 3 e as forças estimadas em bandas de 1/3 de oitava nas direções X, Y e Z.

Banda (Hz)	Coeficiente de Correlação		
	Direção X	Direção Y	Direção Z
16	-0,7609	-0,7613	-0,7603
20	-0,7916	-0,7956	-0,7957
25	-0,7997	-0,8027	-0,8056
31,5	-0,7785	-0,7753	-0,7724
40	-0,7462	-0,7469	-0,7481
50	-0,7787	-0,7798	-0,7795
63	-0,8001	-0,8001	-0,8016
80	-0,8831	-0,883	-0,8822
100	-0,8569	-0,8562	-0,8555
125	-0,7672	-0,7679	-0,7676
160	-0,8031	-0,8024	-0,8031
200	-0,7961	-0,7862	-0,7852
250	-0,7725	-0,7684	-0,7688
315	-0,7905	-0,8051	-0,8111
400	-0,7289	-0,7197	-0,6759
500	-0,6008	-0,5907	-0,4446
630	0,1466	0,1551	0,0571
800	-0,1723	-0,0544	-0,1233
1000	-0,1059	-0,5224	-0,389
1250	-0,136	-0,5773	-0,7236
1600	0,0604	0,2018	0,4488
2000	0,1807	0,3743	0,6186
2500	-0,9101	-0,9011	-0,9082
3150	-0,884	-0,8849	-0,8775
4000	-0,8659	-0,8649	-0,8701
5000	-0,7366	-0,7359	-0,7811

Tabela 7.13 – Coeficientes de correlação entre os valores medidos de desgaste da Aresta 4 e as forças estimadas em bandas de 1/3 de oitava nas direções X, Y e Z.

Banda (Hz)	Coeficiente de Correlação		
	Direção X	Direção Y	Direção Z
16	-0,9355	-0,9453	-0,9479
20	-0,9378	-0,9509	-0,9542
25	-0,9225	-0,9317	-0,9341
31,5	-0,9571	-0,9641	-0,9657
40	-0,9329	-0,9425	-0,9453
50	-0,9418	-0,9531	-0,9561
63	-0,9465	-0,957	-0,9599
80	-0,9483	-0,9595	-0,9626
100	-0,9403	-0,9558	-0,9602
125	-0,9166	-0,9434	-0,9508
160	-0,9229	-0,9411	-0,9465
200	-0,6361	-0,7426	-0,7741
250	-0,7294	-0,8221	-0,8505
315	-0,3454	-0,5491	-0,6242
400	-0,1155	-0,3823	-0,4825
500	-0,056	-0,2555	-0,3218
630	0,2606	0,2097	0,1944
800	-0,1684	-0,2286	-0,2498
1000	-0,7039	-0,7407	-0,7503
1250	0,4377	0,2094	0,237
1600	-0,3885	-0,4042	-0,4106
2000	-0,2371	-0,212	-0,2541
2500	-0,8455	-0,8458	-0,8507
3150	-0,956	-0,9549	-0,9565
4000	-0,767	-0,3916	-0,3396
5000	-0,7522	-0,7629	-0,7714

Tabela 7.14 – Coeficientes de correlação entre os valores medidos de desgaste da Aresta 5 e as forças estimadas em bandas de 1/3 de oitava nas direções X, Y e Z.

Banda (Hz)	Coeficiente de Correlação		
	Direção X	Direção Y	Direção Z
16	-0,8982	-0,899	-0,8991
20	-0,8998	-0,9009	-0,9001
25	-0,8952	-0,897	-0,8946
31,5	-0,9021	-0,9021	-0,9005
40	-0,8807	-0,8808	-0,879
50	-0,8405	-0,8407	-0,8374
63	-0,8706	-0,8711	-0,8686
80	-0,899	-0,8994	-0,8981
100	-0,9025	-0,9021	-0,9028
125	-0,8844	-0,8826	-0,8835
160	-0,8585	-0,8571	-0,8561
200	-0,8365	-0,8325	-0,8345
250	-0,8211	-0,8127	-0,8165
315	-0,786	-0,7765	-0,781
400	-0,5958	-0,5766	-0,6076
500	-0,4413	-0,3896	-0,4214
630	0,0064	0,0263	0,0094
800	-0,2078	-0,1736	-0,1862
1000	-0,6306	-0,6606	-0,6637
1250	-0,3371	-0,3647	-0,3725
1600	-0,376	-0,3897	-0,3759
2000	-0,5395	-0,551	-0,542
2500	-0,8212	-0,8146	-0,8418
3150	-0,7209	-0,7262	-0,7303
4000	-0,7366	-0,7414	-0,7087
5000	-0,9184	-0,9186	-0,9157

Tabela 7.15 – Coeficientes de correlação entre os valores medidos de desgaste da Aresta 6 e as forças estimadas em bandas de 1/3 de oitava nas direções X, Y e Z.

Banda (Hz)	Coeficiente de Correlação		
	Direção X	Direção Y	Direção Z
16	-0,8468	-0,9323	-0,7685
20	-0,8284	-0,9238	-0,7299
25	-0,8866	-0,9569	-0,8021
31,5	-0,9046	-0,9602	-0,8405
40	-0,922	-0,9614	-0,8643
50	-0,936	-0,9588	-0,8923
63	-0,9498	-0,9633	-0,906
80	-0,9585	-0,9673	-0,9358
100	-0,9676	-0,9679	-0,954
125	-0,9617	-0,959	-0,9559
160	-0,9518	-0,9455	-0,9537
200	-0,9285	-0,9341	-0,9402
250	-0,879	-0,8972	-0,8551
315	-0,8562	-0,8943	-0,7641
400	-0,8546	-0,4717	-0,7524
500	-0,7983	-0,6096	-0,4182
630	-0,5963	-0,3733	0,173
800	-0,6334	-0,4595	-0,2275
1000	-0,6182	-0,7389	-0,5177
1250	-0,5554	-0,5588	0,1429
1600	-0,4479	-0,8119	-0,6879
2000	-0,7954	-0,7273	-0,7502
2500	-0,9393	-0,9026	-0,8843
3150	-0,8598	-0,8147	-0,6131
4000	-0,6002	-0,1315	-0,5068
5000	-0,9791	-0,9687	-0,9599

De acordo com os resultados das tabelas observa-se que para a maioria das ferramentas, com exceção da Aresta 1, as correlações mais elevadas (acima de 0,80 ou 80%) ocorrem nas bandas de frequência centradas abaixo de 200 Hz. Verifica-se também que abaixo desta frequência todos os coeficientes de correlação são negativos, ou seja, o espectro das forças identificadas tendem a decrescer com o aumento do desgaste. Em vista disto, definiu-se como sintoma de desgaste da ferramenta o valor médio quadrático (média exponencial com constante de tempo de 10 segundos, conforme Equação 7.2) na banda de 10 a 200 Hz.

$$\psi^2(i) = \psi^2(i-1) + \frac{(f(i)^2 - \psi^2(i-1))}{1 + \tau/dt} \quad (7.2)$$

onde:

$\psi^2(i)$ é o valor médio quadrático da força estimada no instante i dt.

$f(i)$ é o valor da força estimada no instante de tempo i dt.

τ é o tempo de resposta (10 s.) do procedimento de média quadrática exponencial.

dt é o intervalo de aquisição (1.0/16384.0 s.).

Em nível de comparação, foram determinadas as médias exponenciais dos sinais de aceleração medidos nas três direções com os sensores na posição do Bloco 2, para as seis arestas estudadas. As amplitudes de vibração também foram normalizadas em relação aos valores do primeiro ensaio.

Nas Figuras 7.16 e 7.17 estão mostrados os sinais no tempo dos sintomas e das acelerações normalizadas, nas direções X, Y e Z, respectivamente, para cada ensaio da Aresta 1.

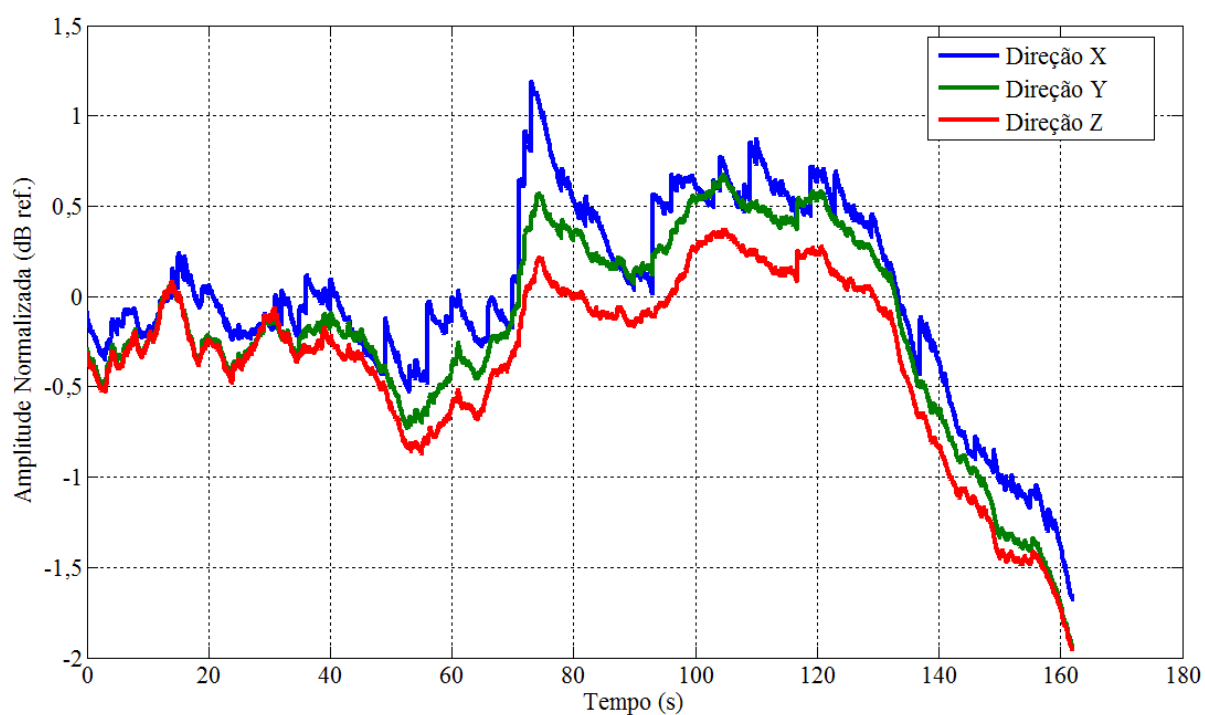


Figura 7.16 – Sinal no tempo dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 1.

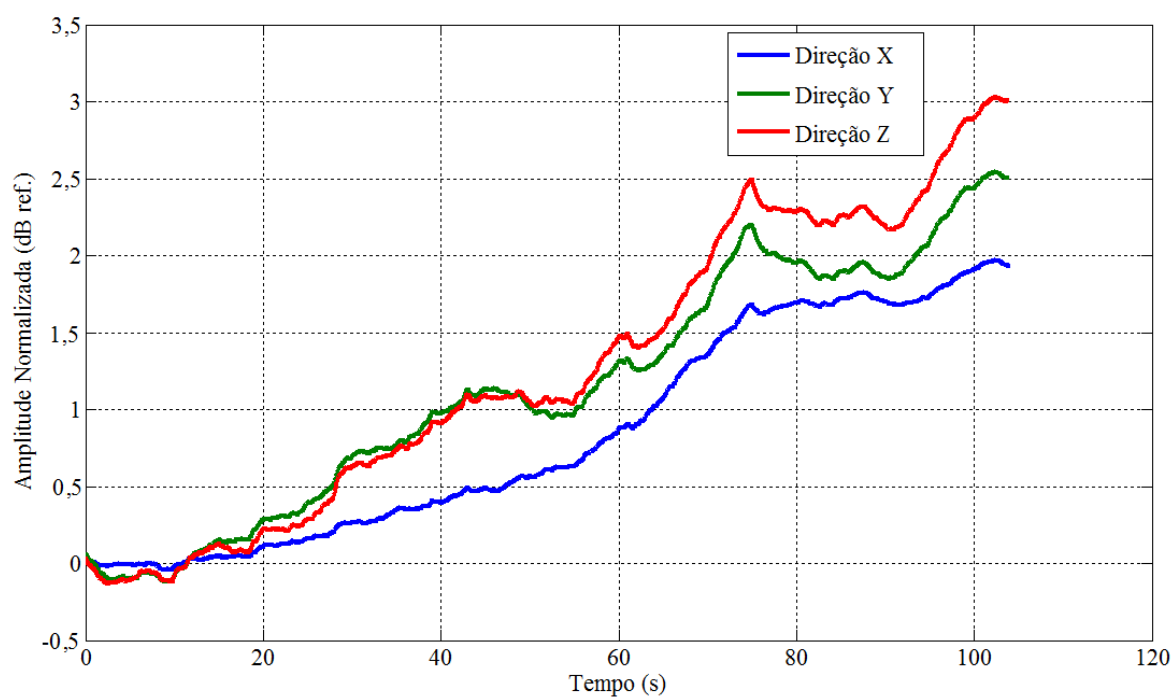


Figura 7.17 – Sinal no tempo das acelerações medidas nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 1.

Pode-se observar que, para a banda de frequência analisada, o comportamento do sintoma ao longo do tempo é completamente diferente do comportamento da aceleração medida, nas três direções.

Na Figura 7.18 estão apresentados os níveis de energia dos sintomas normalizados nas direções X, Y e Z e as medidas aproximadas dos desgastes de flanco para cada ensaio.

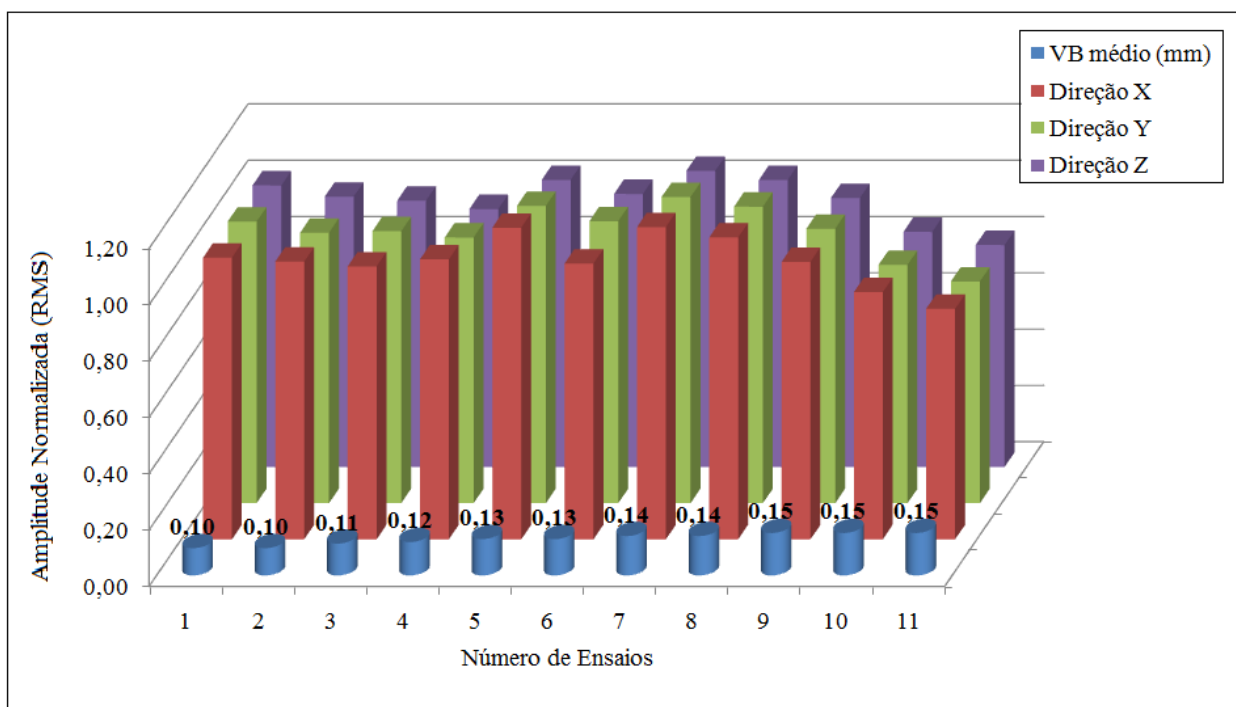


Figura 7.18 – Níveis de energia dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z e medidas aproximadas de desgaste para cada ensaio da Aresta 1.

De acordo com os resultados apresentados para a Aresta 1, observa-se que as amplitudes normalizadas dos sintomas apresentaram variações de 1,5 a 2 dB, aproximadamente, decrescendo a partir do nono ensaio para as três direções X, Y e Z.

Em manutenção preditiva uma variação de 2 a 4 dB nos níveis de energia dos sintomas vibratórios significa que a máquina ou equipamento está em estado de alarme, ou seja, os valores são toleráveis, porém devem permanecer sob observação. Valores eficazes de energia com variação acima de 6 dB significa que há uma severidade considerada danosa para o equipamento, devendo-se parar imediatamente e realizar uma manutenção corretiva. Estes valores foram assim interpretados de acordo com as especificações da norma NBR 10082 para classificação e avaliação das máquinas por níveis de severidade de vibração citadas por Cunha (2005).

Portanto, fazendo-se analogia dos níveis de severidade de vibração utilizados em manutenção preditiva com os resultados observados para a Aresta 1, infere-se que a mesma não atingiu seu fim de vida e ainda pode ser mantida em uso. Tal fato pode ser observado nas Figuras de 7.19a a 7.19f, onde verifica-se que Na aresta na décima primeira ensaio foi retirada antes da quebra ou lascamento pelo operador da máquina, que possivelmente confundiu a presença de material aderido à ferramenta com uma suposta falha catastrófica.

Tais resultados justificam as baixas correlações apresentadas na Tabela 7.10 para quase todas as bandas de 1/3 de oitava, observadas para esta aresta.

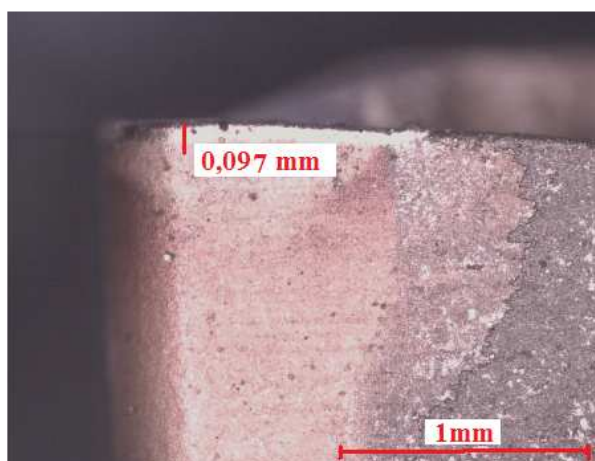


Figura 7.19a – Ferramenta após o primeiro ensaio da Aresta 1.

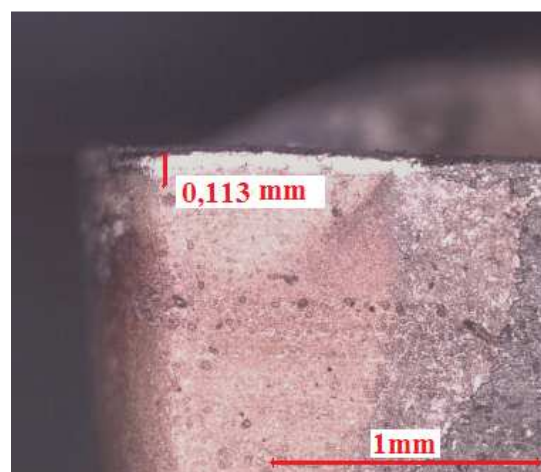


Figura 7.19b – Ferramenta após o terceiro ensaio da Aresta 1.

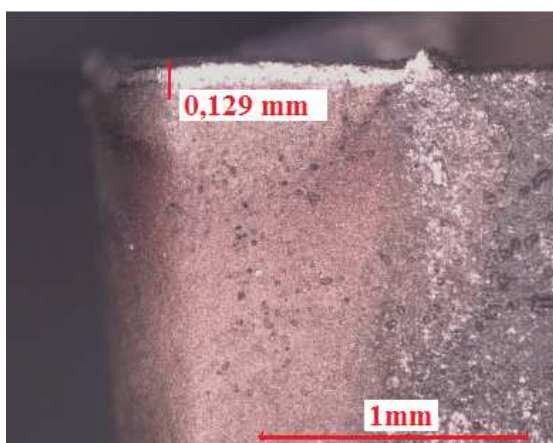


Figura 7.19c – Ferramenta após o quinto ensaio da Aresta 1.

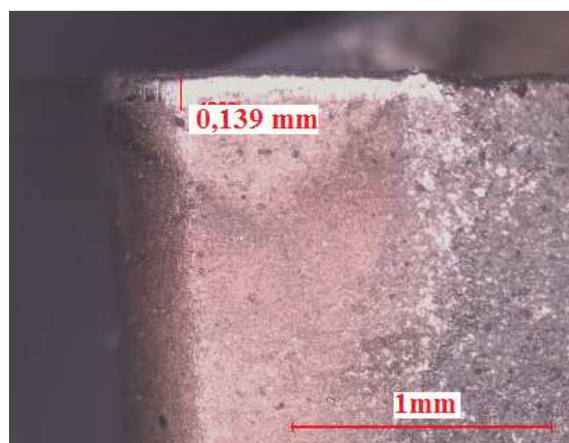


Figura 7.19d – Ferramenta após o sétimo ensaio da Aresta 1.

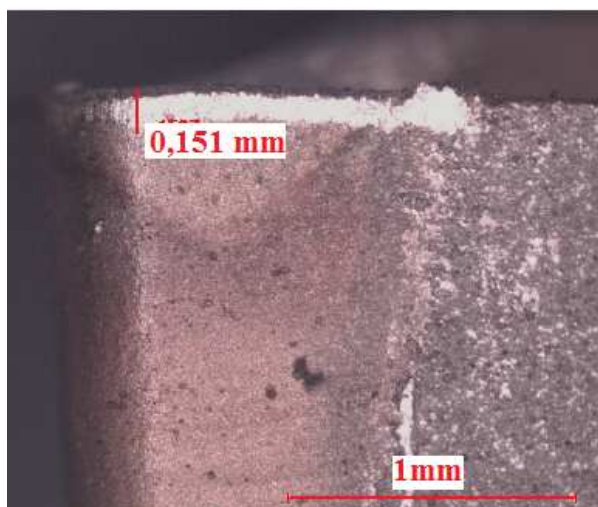


Figura 7.19e – Ferramenta após o nono ensaio da Aresta 1.

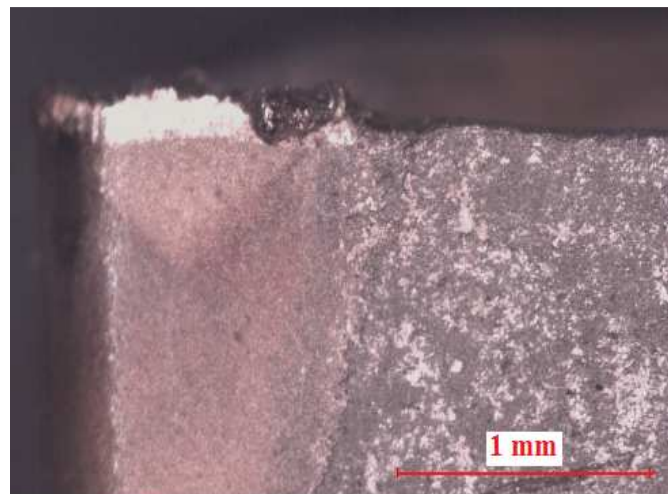


Figura 7.19f – Ferramenta após o décimo primeiro ensaio da Aresta 1.

Nas Figuras 7.20 e 7.21 estão mostrados os sinais no tempo dos sintomas e das acelerações normalizadas, nas direções X, Y e Z, respectivamente para cada ensaio da Aresta 2.

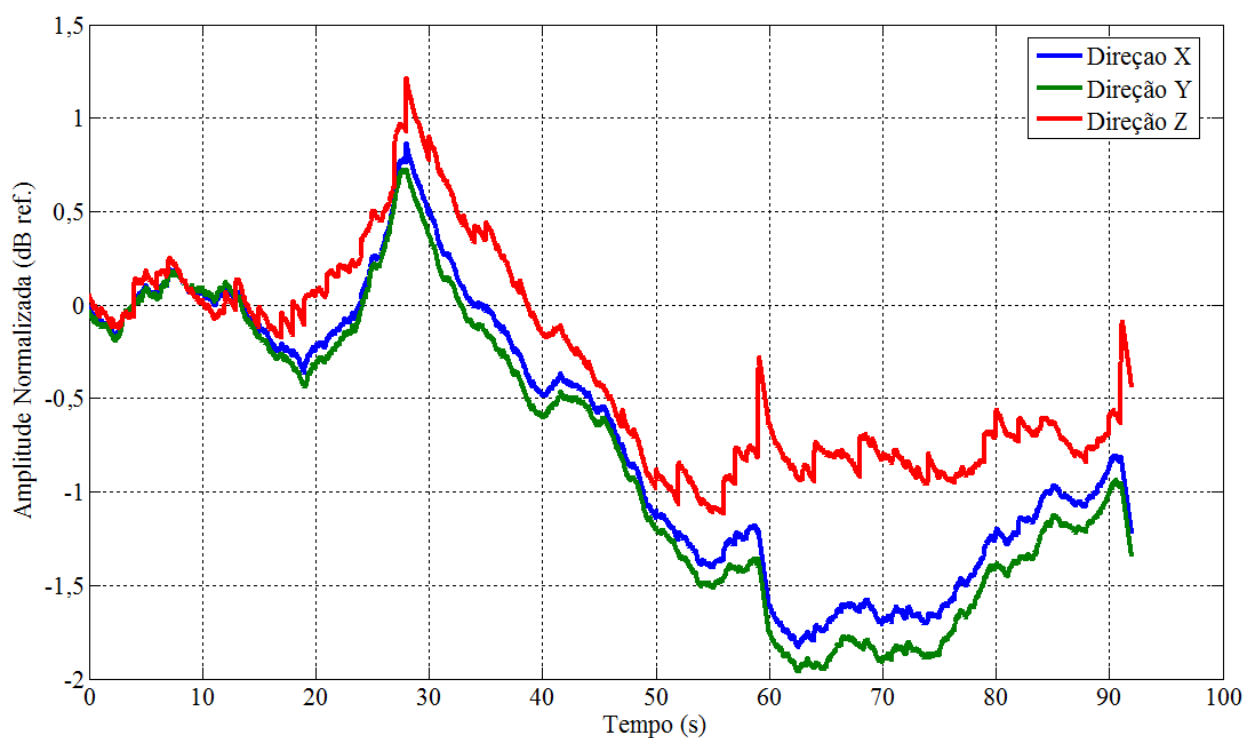


Figura 7.20– Sinal no tempo dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 2.

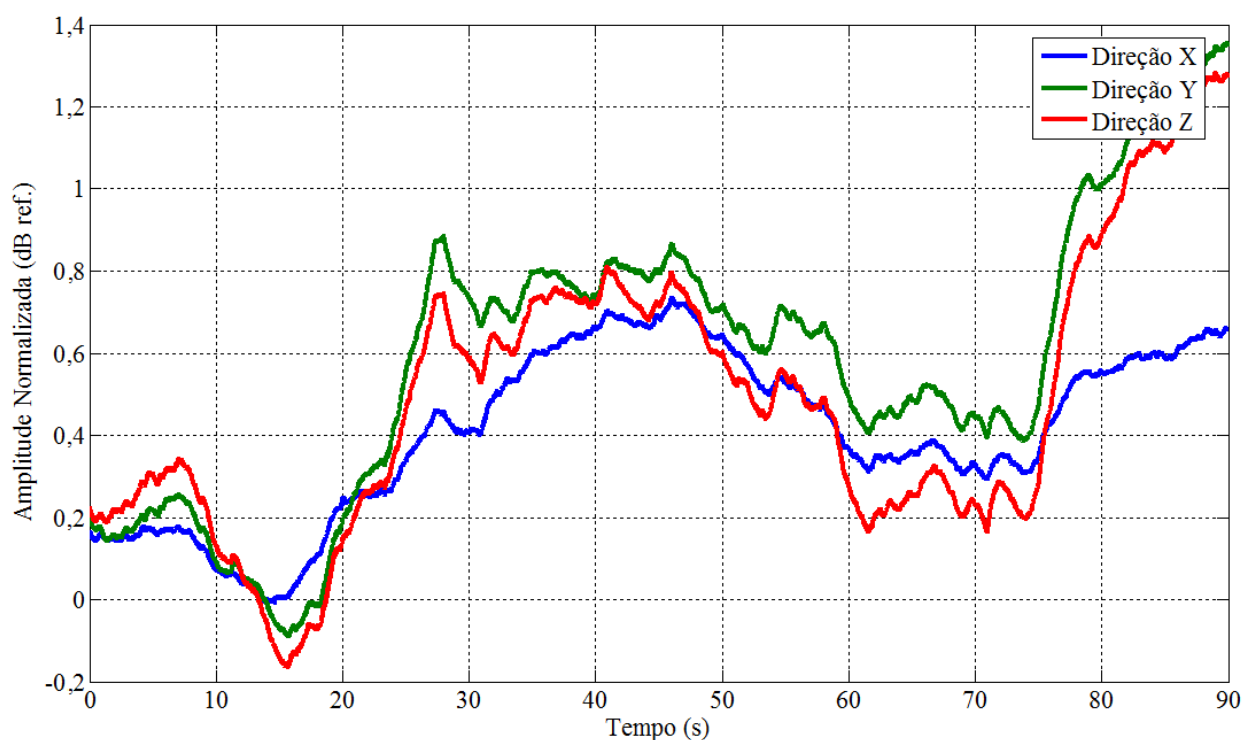


Figura 7.21 – Sinal no tempo das acelerações medidas nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 2.

Observa-se que para a Aresta 2 os sinais de aceleração também tiveram comportamentos diferentes dos sinais de força com a evolução do desgaste, sendo que houve um decréscimo nas sintomas e um aumento das acelerações que não chegaram 2 dB. Esta variação nas amplitudes dos sintomas pode ser observada na Figura 7.22 onde estão mostrados os níveis de energia dos sintomas normalizados nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 2. Como já observado para a Aresta 1, o operador possivelmente realizou a troca da ferramenta com esta praticamente nova (Figura 7.23f).

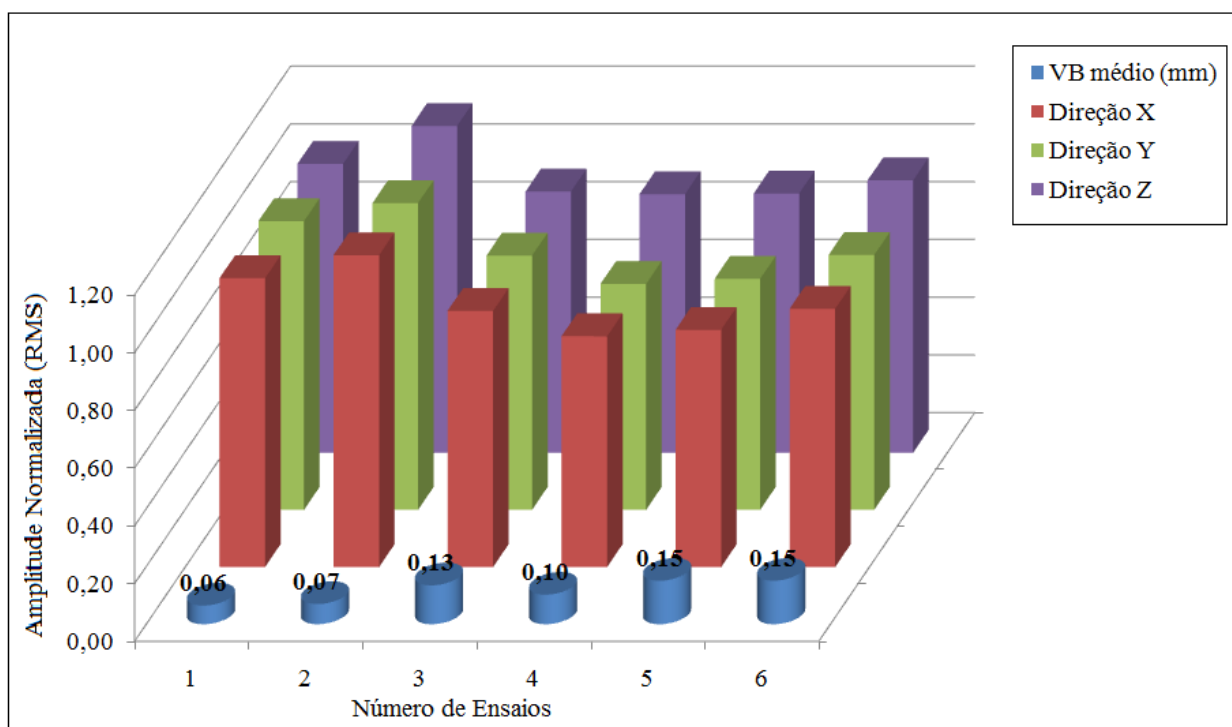


Figura 7.22 – Níveis de energia dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z e medidas aproximadas de desgaste para cada ensaio da Aresta 2.

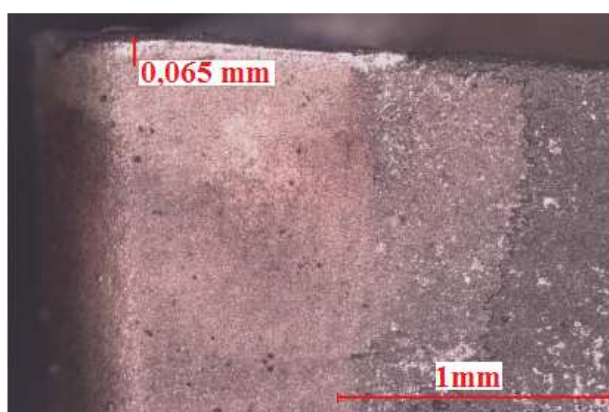


Figura 7.23a – Ferramenta após o primeiro ensaio da Aresta 2.

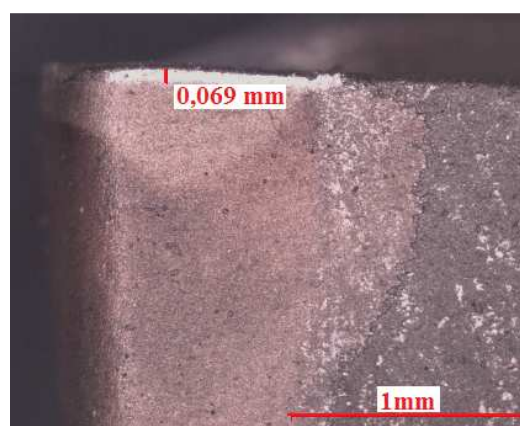


Figura 7.23b – Ferramenta após o segundo ensaio da Aresta 2.

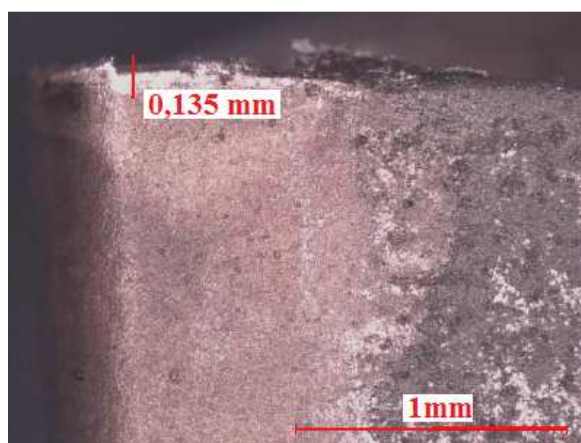


Figura 7.23c – Ferramenta após o terceiro ensaio da Aresta 2.

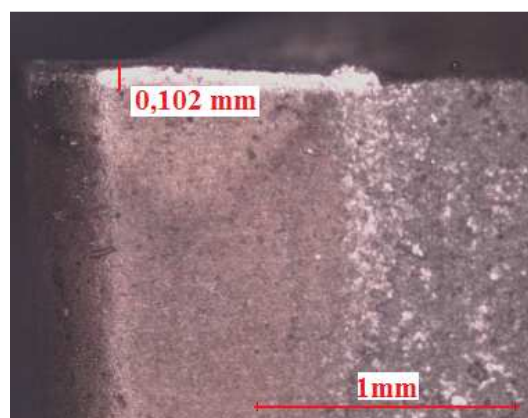


Figura 7.23d – Ferramenta após o quarto ensaio da Aresta 2.

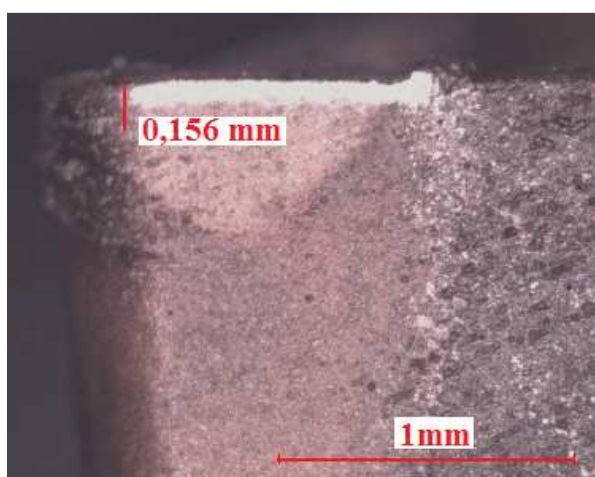


Figura 7.23e – Ferramenta após o quinto ensaio da Aresta 2.

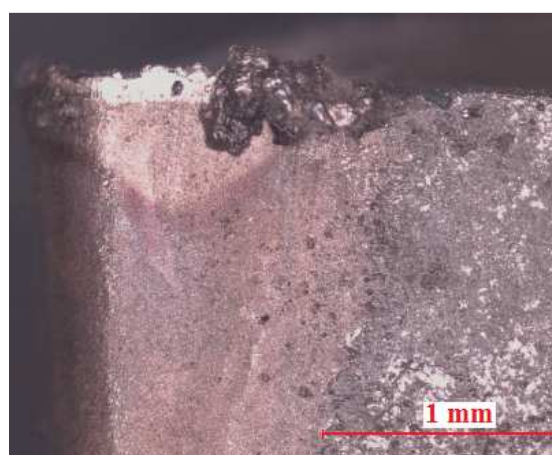


Figura 7.23f – Ferramenta após o sexto ensaio da Aresta 2.

Na Figura 7.24 e 7.25 estão mostrados os sinais no tempo dos sintomas e das acelerações normalizadas, nas direções X,Y e Z, para cada ensaio da Aresta 3. Pode-se observar que tanto os sintomas quanto as acelerações decrescem com o aumento do desgaste, porém a queda do sintoma é de aproximadamente 4 dB e da aceleração de 1.5 dB.

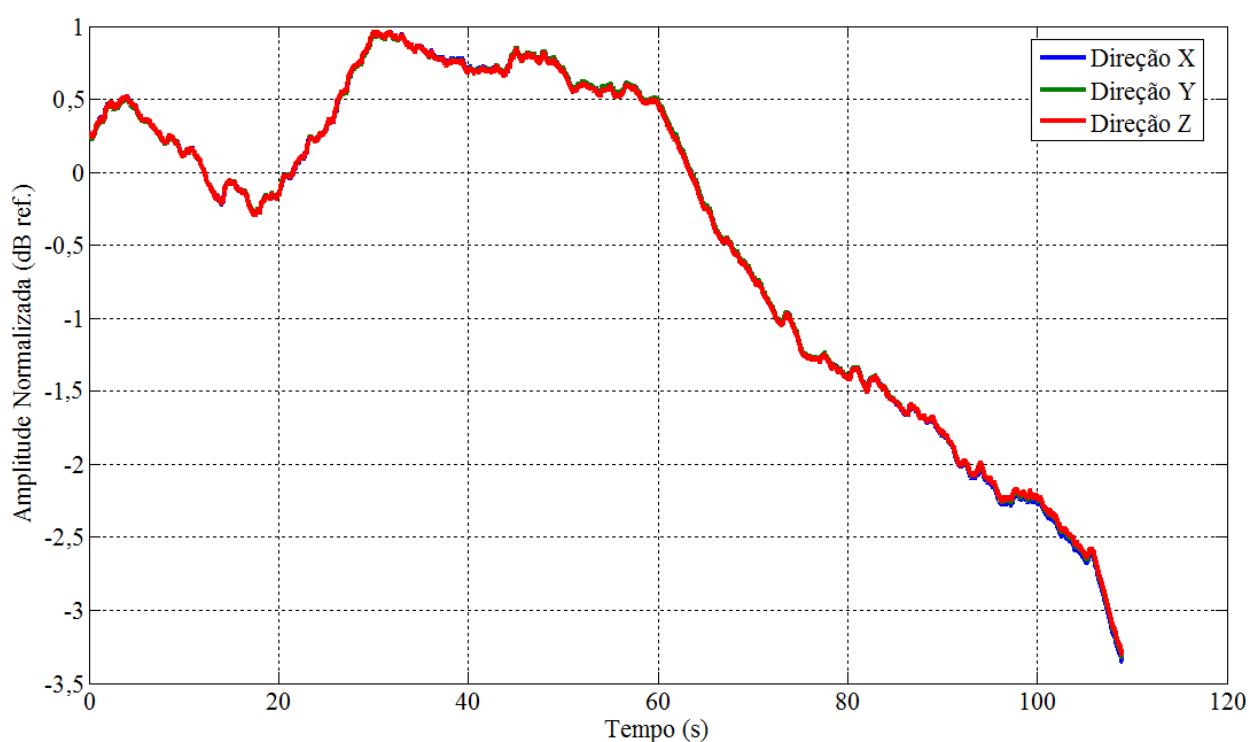


Figura 7.24 – Sinal no tempo dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 3.

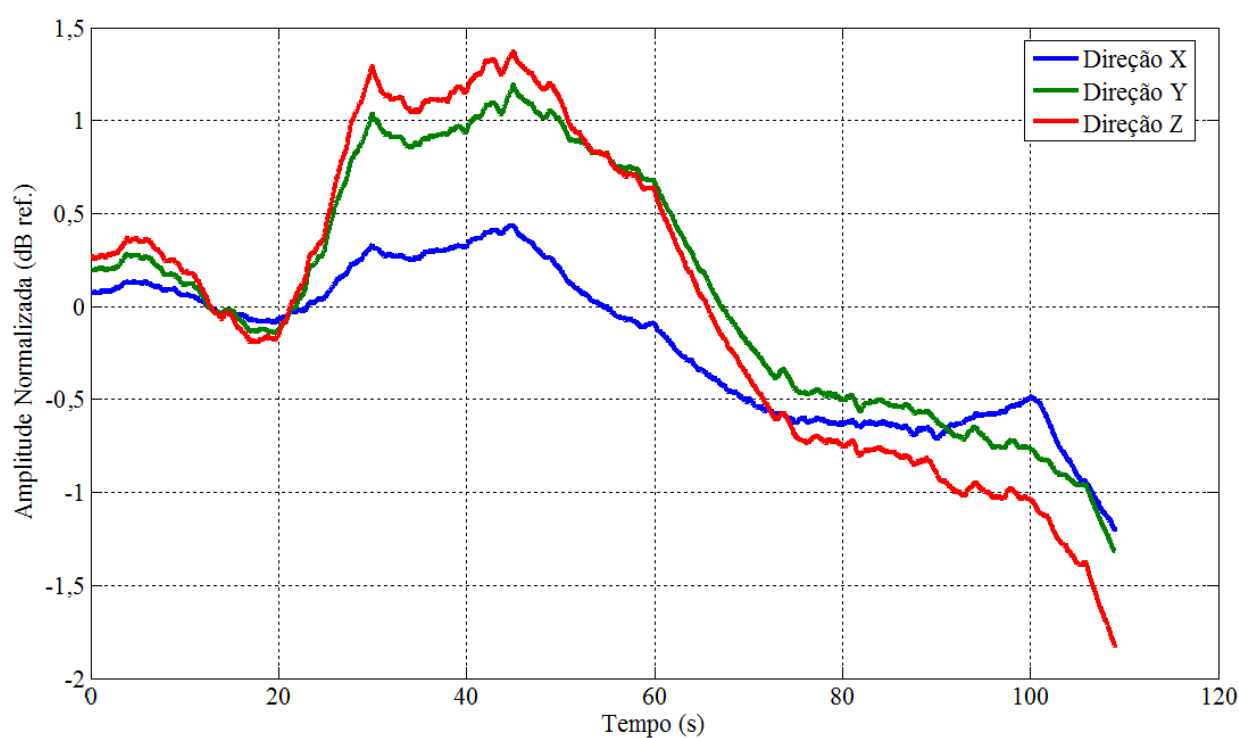


Figura 7.25 – Sinal no tempo das acelerações medidas nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 3.

As curvas da Figura 7.24 são praticamente iguais, porém, deve ser lembrado que estão normalizadas pelo valor RMS do primeiro ensaio. Em nível de exemplo, os sintomas nas direções X, Y e Z (direções das forças Passiva, de Corte e de Avanço) não normalizados estão apresentados na Figura 7.26, onde são observadas diferenças significativas entre eles.

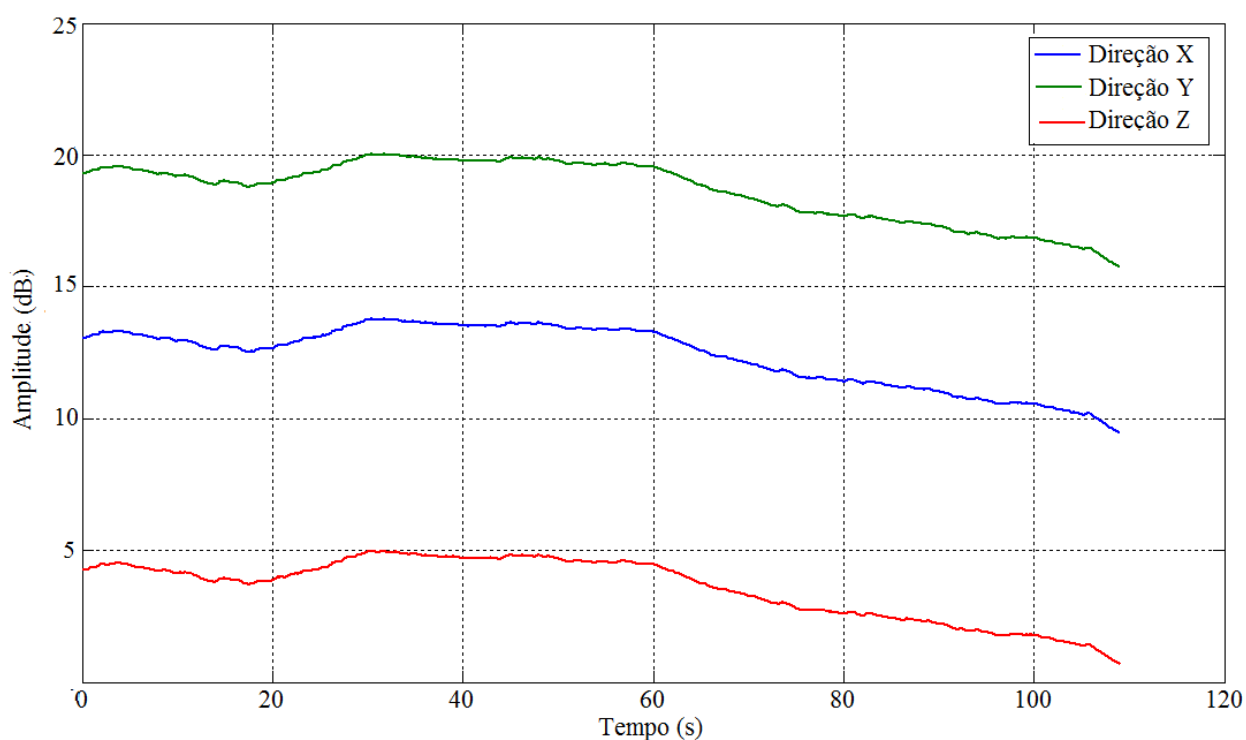


Figura 7.26 – Sinal no tempo dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z, não normalizados, para cada ensaio da Aresta 3.

Na Figura 7.27 estão apresentados os níveis de energia dos sintomas normalizados nas direções X, Y e Z e medidas aproximadas dos desgastes de flanco para cada ensaio da Aresta 3. As amplitudes dos sintomas decrescem pela metade com o aumento do desgaste.

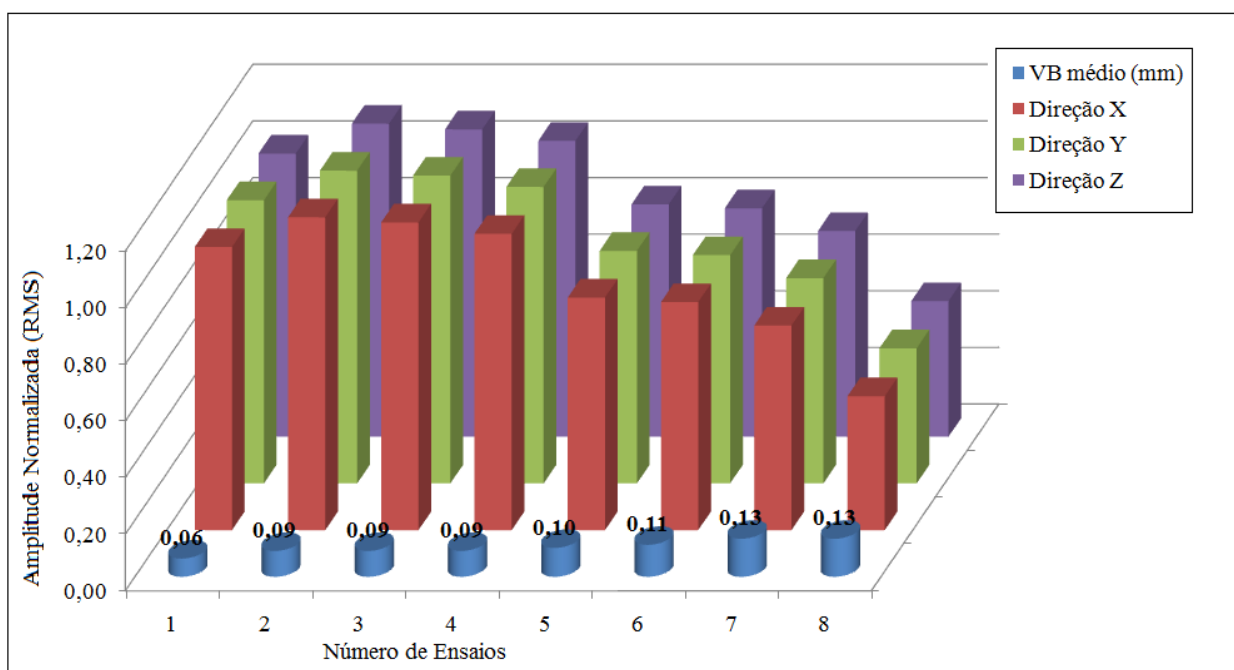


Figura 7.27 – Níveis de energia dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z e medidas aproximadas de desgaste para cada ensaio da Aresta 3.

Nas Figuras de 7.28a e 7.28f estão mostradas as fotografias e medidas de desgaste para alguns ensaios com a Aresta 3, onde se pode observar que não houve falha da ferramenta (Figura 7.28f). O que justifica as variações nos valores dos sintomas de 3 a 4 dB e as baixas correlações com os desgastes em aproximadamente 70% das bandas de 1/3 de oitava.

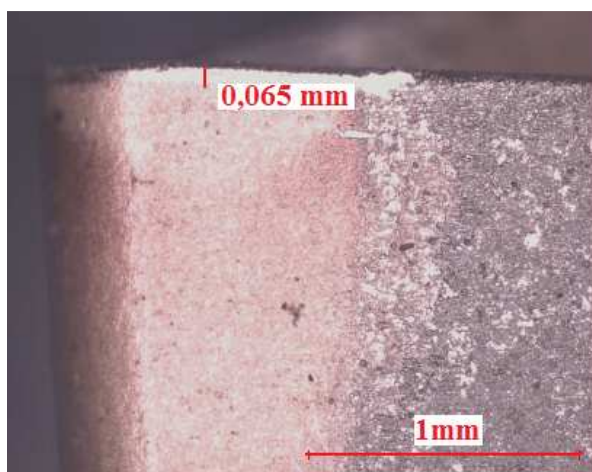


Figura 7.28a – Ferramenta após o primeiro ensaio da Aresta 3.

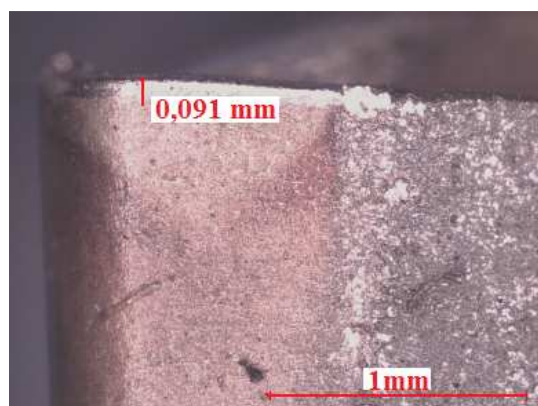


Figura 7.28b – Ferramenta após o terceiro ensaio da Aresta 3.

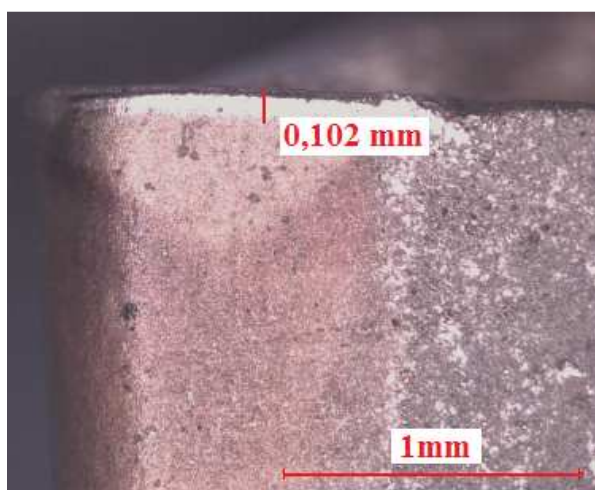


Figura 7.28c – Ferramenta após o quinto ensaio da Aresta 3.

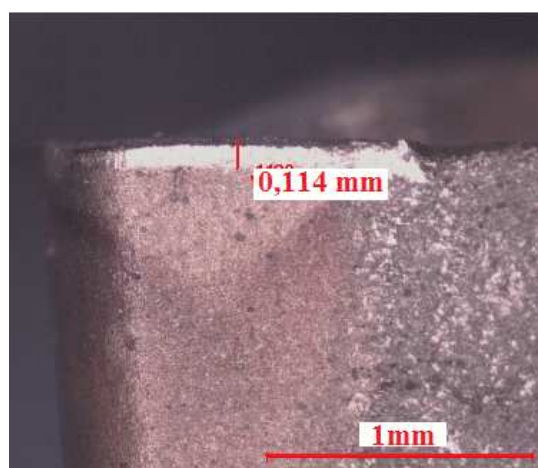


Figura 7.28d – Ferramenta após o sexto ensaio da Aresta 3.

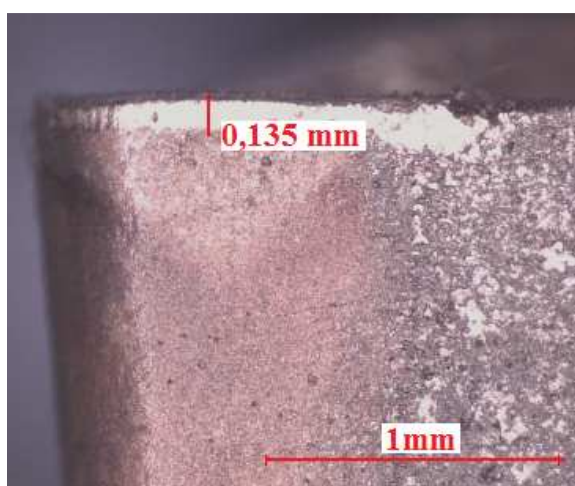


Figura 7.28e – Ferramenta após o sétimo ensaio da Aresta 3.

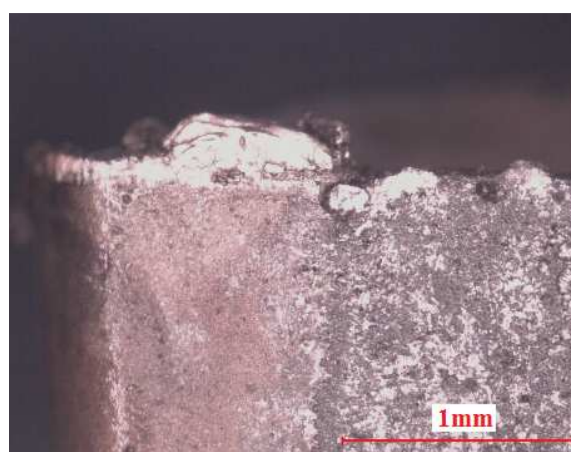


Figura 7.28f – Ferramenta após o oitavo ensaio da Aresta 3.

Nas Figuras 7.29 e 7.30 estão mostrados os sinais no tempo dos sintomas e das acelerações normalizadas, nas direções X, Y e Z respectivamente para cada ensaio da Aresta 4. Pode-se observar que tanto o sintoma quanto as acelerações na direção X decrescem com o aumento do desgaste, porém a queda do sintoma é de 11 dB e da aceleração de aproximadamente 3.5 dB. As quedas nas amplitudes dos sintomas e acelerações na direção Y são de 12 e 7 dB, respectivamente e para a direção Z as variações nas amplitudes são de 13 e 8 dB respectivamente com a evolução do desgaste.

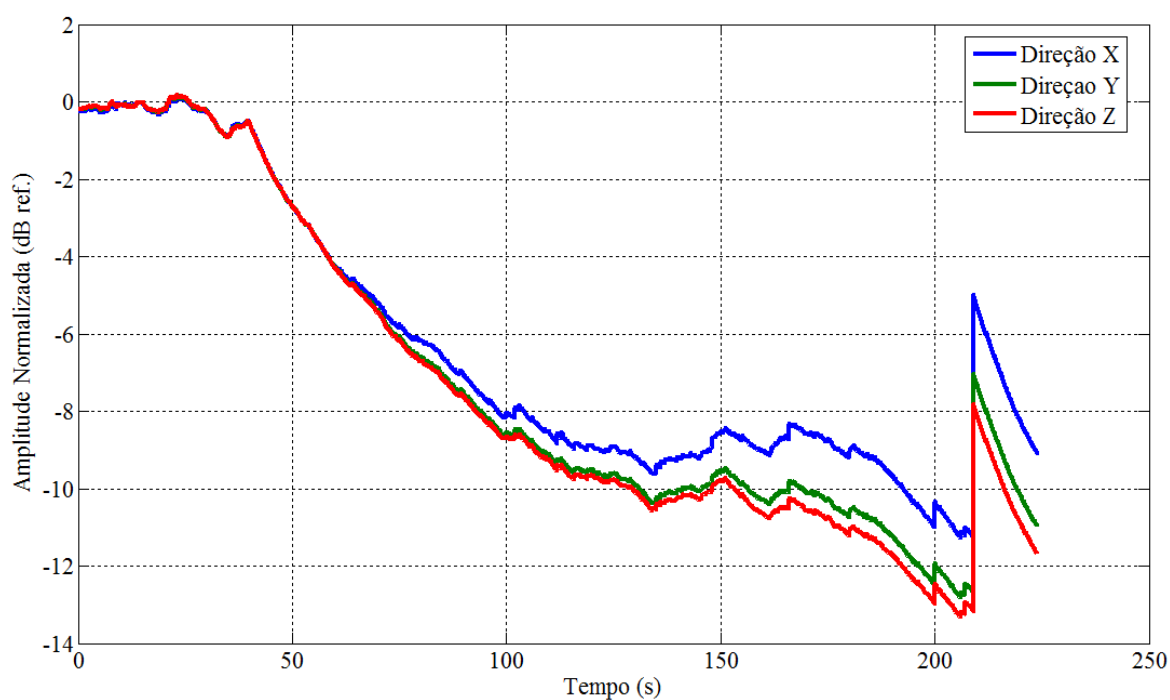


Figura 7.29 – Sinal no tempo dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 4.

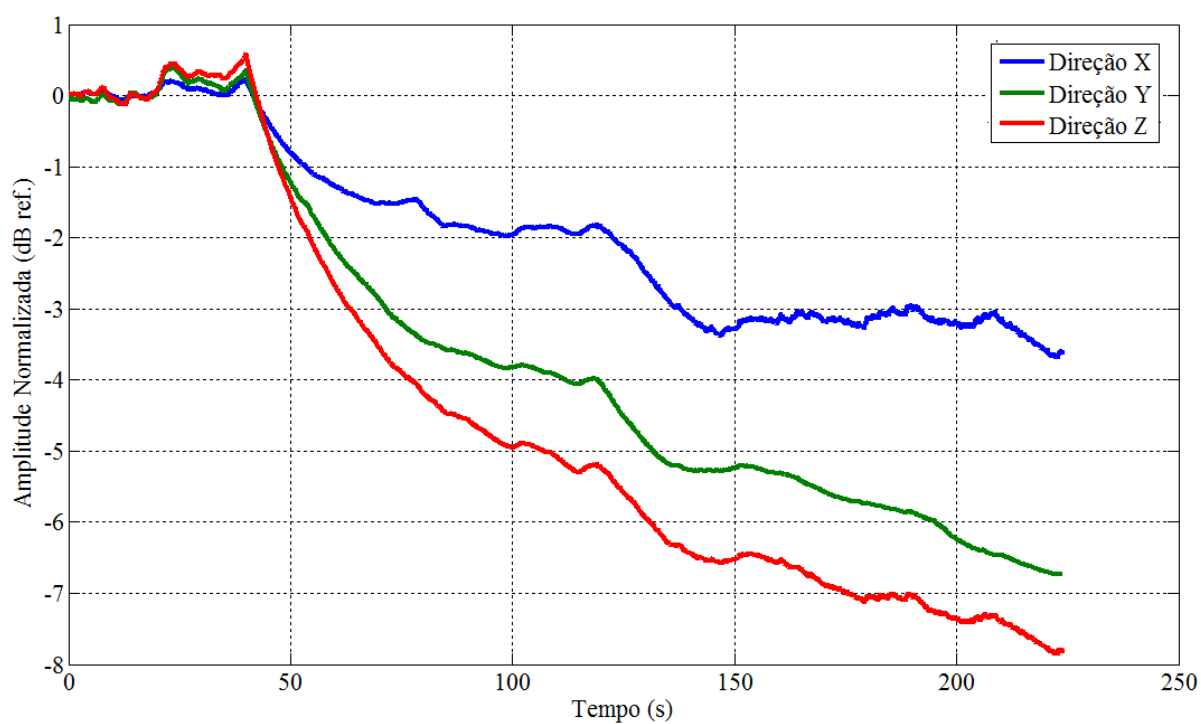


Figura 7.30 – Sinal no tempo das acelerações medidas nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 4.

Na Figura 7.31 estão mostrados os níveis de energia dos sintomas normalizados nas direções X, Y e Z e as medidas aproximadas dos desgastes de flanco para cada ensaio da Aresta 4. São observadas variações nas amplitudes dos sintomas de 6 a 7 dB (4 a 5 vezes em relação a aresta nova) com a evolução do desgaste.

Durante o último ensaio nota-se que houve um aumento abrupto nas amplitudes dos sintomas seguido de queda. Isto enfatiza um possível momento de quebra da ferramenta, o qual pode ser visualizado na Figura 7.32f. Este comportamento de aumento repentino do sintoma seguido de queda (Figura 7.29) indicando fratura da ferramenta já foi observado por Dimla (2000a), Dan e Mathen (1990).

Em geral, os valores decrescentes nas amplitudes dos sintomas de 6 a 13 dB comprovam o fim da vida da ferramenta. Logo, comparados com as variações dos níveis de energia vibratórios em manutenção preditiva indicam que houve danos na aresta e esta deve ser trocada imediatamente.

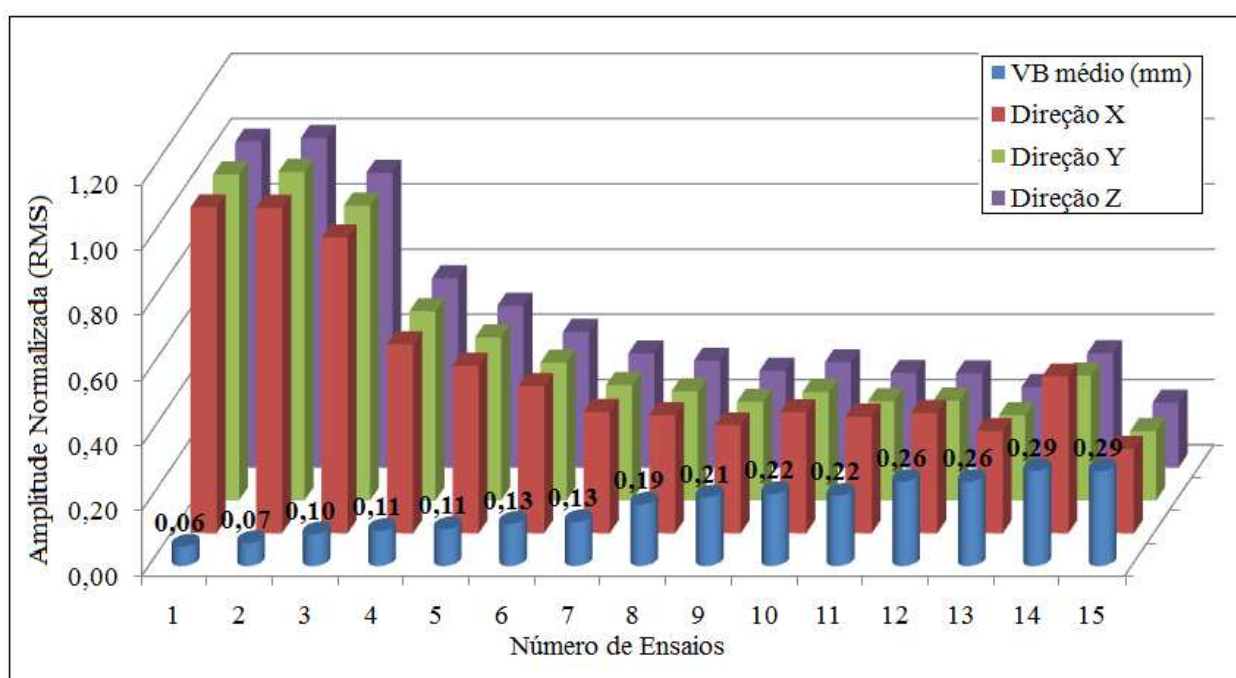


Figura 7.31 – Níveis de energia dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z e medidas aproximadas de desgaste para cada ensaio da Aresta 4.

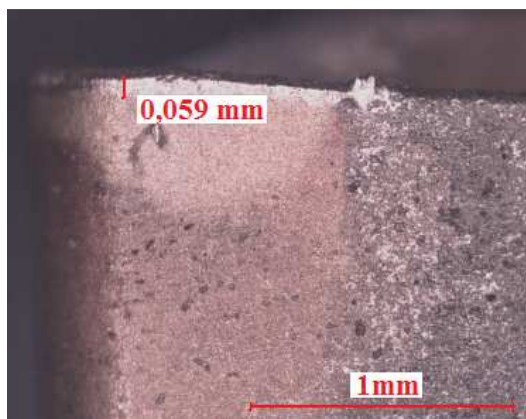


Figura 7.32a – Ferramenta após o primeiro ensaio da Aresta 4.

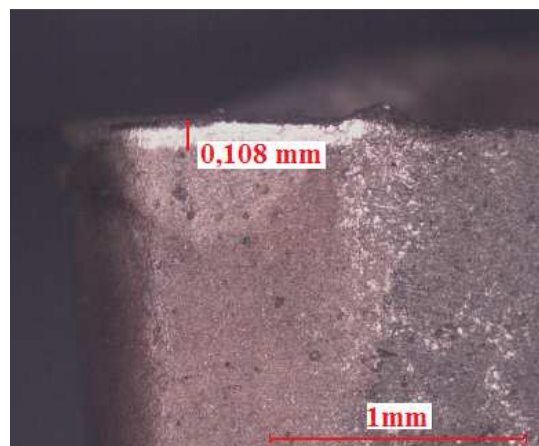


Figura 7.32b – Ferramenta após o quarto ensaio da Aresta 4.

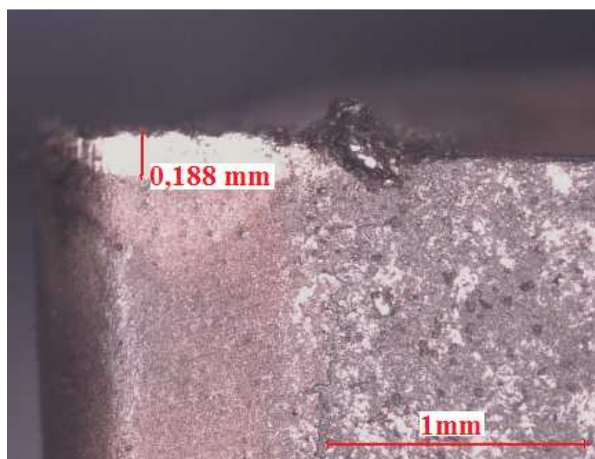


Figura 7.32c – Ferramenta após o oitavo ensaio da Aresta 4.

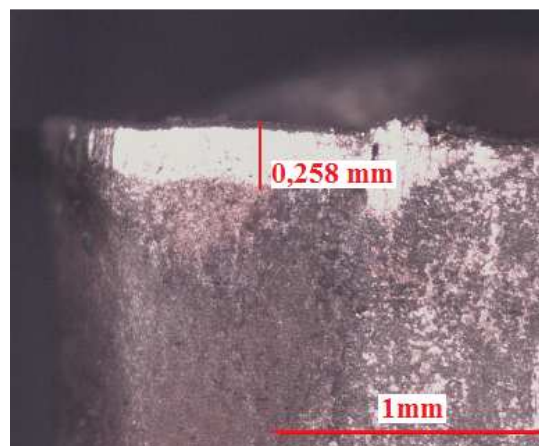


Figura 7.32d – Ferramenta após o décimo segundo ensaio da Aresta 4.



Figura 7.32e – Ferramenta após o décimo quarto ensaio da Aresta 4.

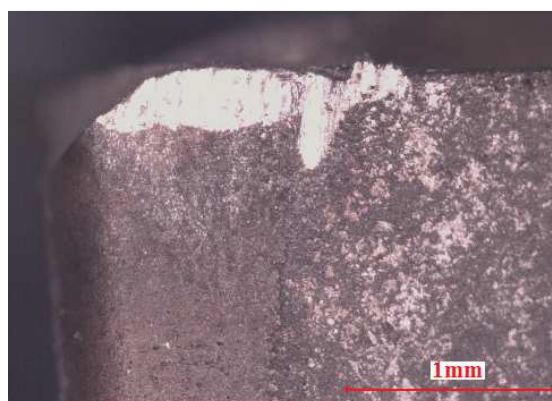


Figura 7.32f – Ferramenta após o décimo quinto ensaio da Aresta 4.

Nas Figuras 7.33 e 7.34 estão mostrados os sinais no tempo dos sintomas e das acelerações normalizadas, nas direções X, Y e Z respectivamente, para cada ensaio da Aresta 5.

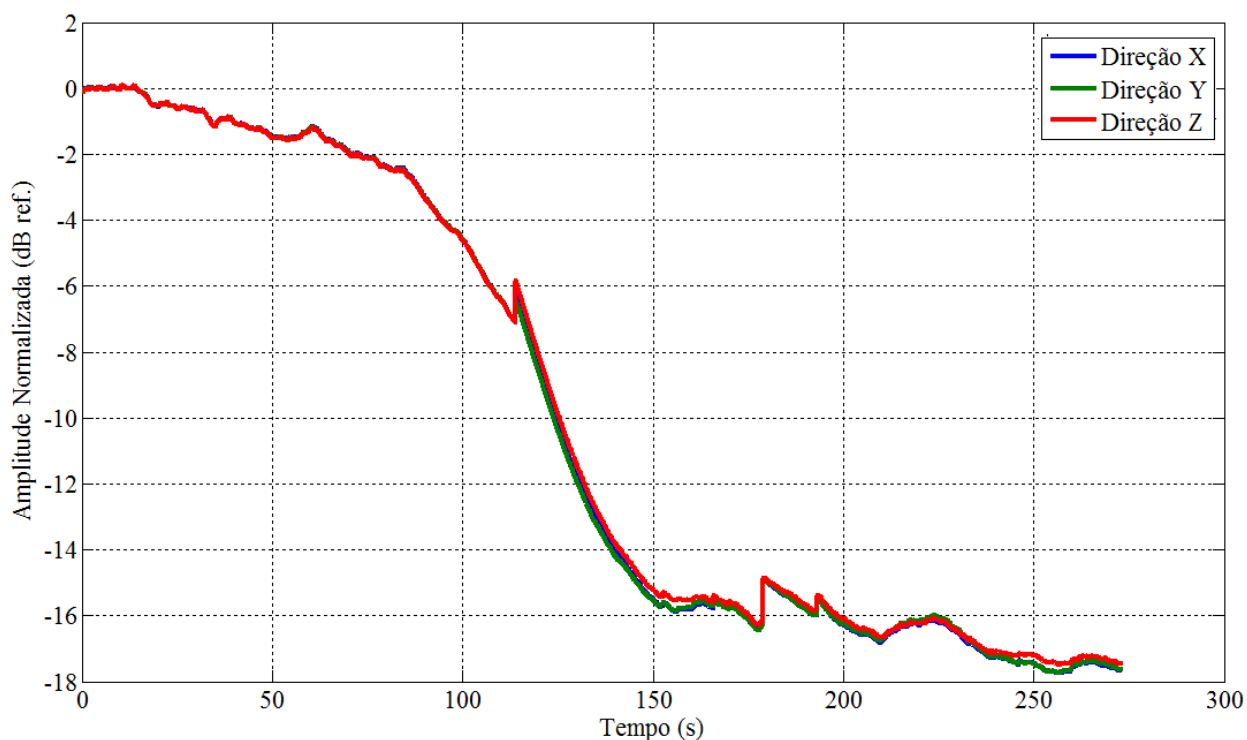


Figura 7.33 – Sinal no tempo dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 5.

As amplitudes dos sintomas apresentam um decréscimo de 18 dB para a direção X, ao passo que as amplitudes das acelerações decrescem apenas 3.5 dB. As quedas nas amplitudes dos sintomas e acelerações respectivamente nas direções Y e Z são de 18 e 6 dB.

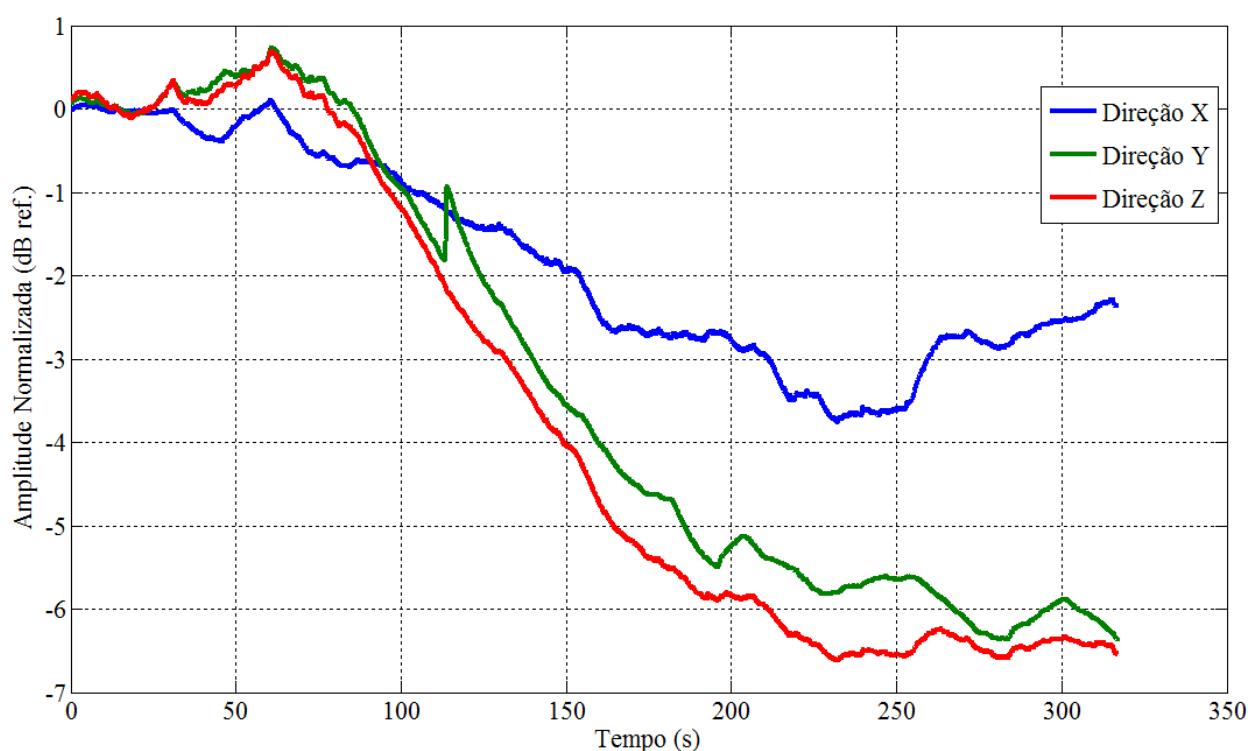


Figura 7.34– Sinal no tempo das acelerações medidas nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 5.

Na Figuras 7.35 estão mostrados os níveis de energia dos sintomas normalizados nas direções X, Y e Z e medidas aproximadas de desgaste de flanco, para cada ensaio da Aresta 5, sendo observadas variações nas amplitudes dos sintomas aproximadamente 8 vezes em relação a aresta nova (9 dB). Tais valores confirmam a quebra da aresta de corte ilustrada na Figura 7.36f.

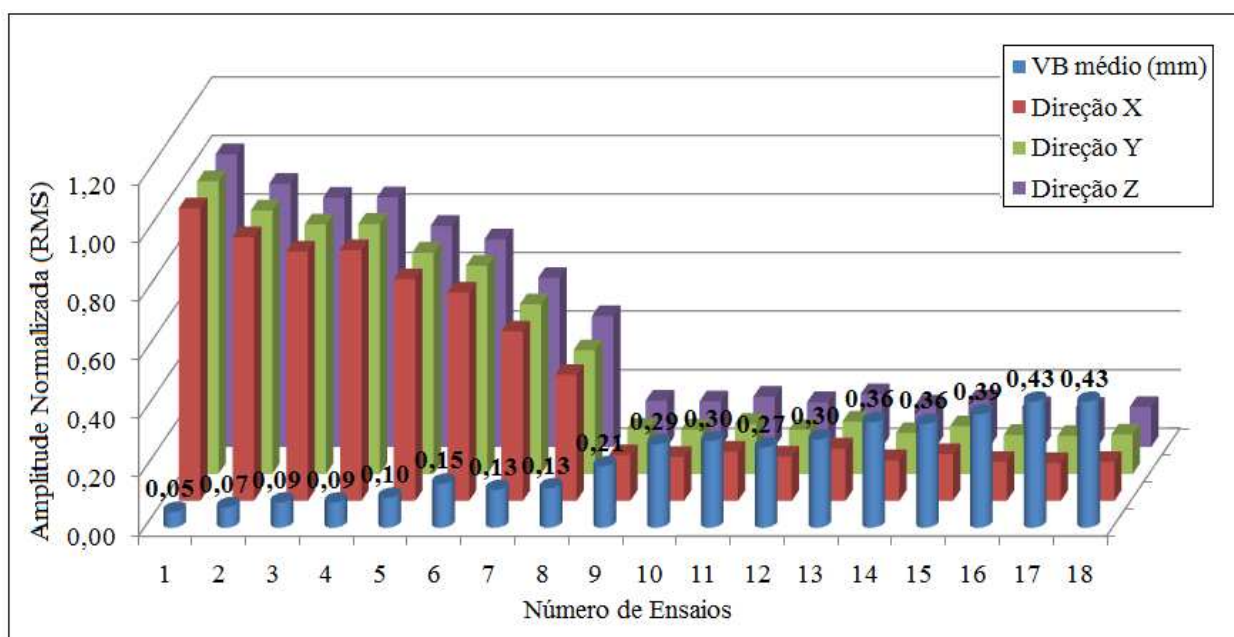


Figura 7.35 – Níveis de energia dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z e medidas aproximadas de desgaste para cada ensaio da Aresta 5.

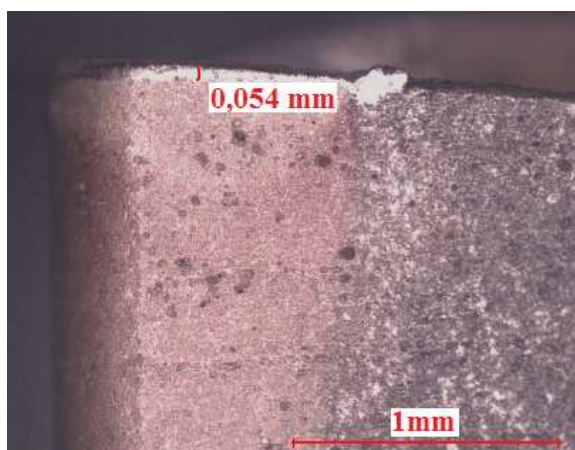


Figura 7.36a – Ferramenta após o primeiro ensaio da Aresta 5.

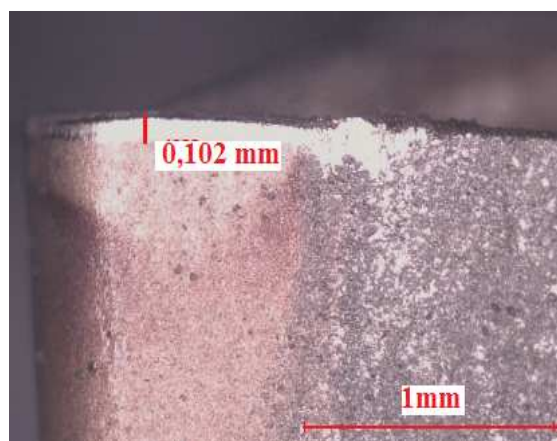


Figura 7.36b – Ferramenta após o quinto ensaio da Aresta 5.

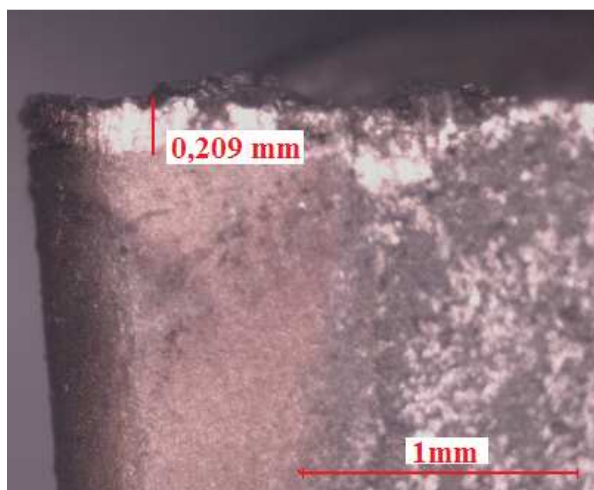


Figura 7.36c – Ferramenta após o nono ensaio da Aresta 5.

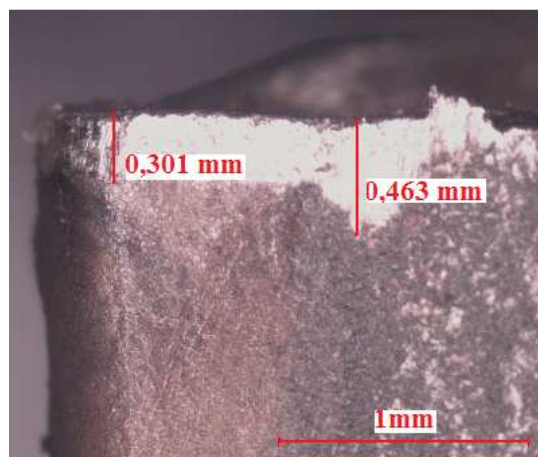


Figura 7.36d – Ferramenta após o décimo terceiro ensaio da Aresta 5.

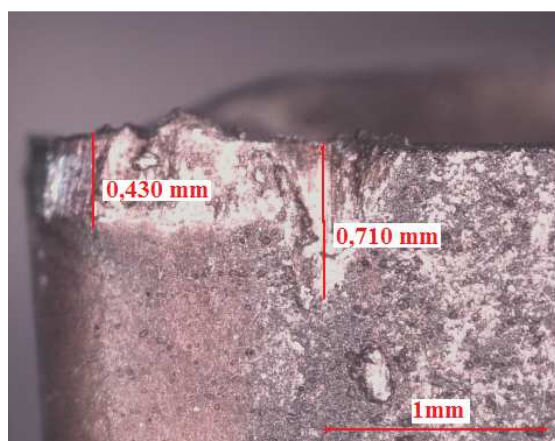


Figura 7.36e – Ferramenta após o décimo sétimo ensaio da Aresta 5.

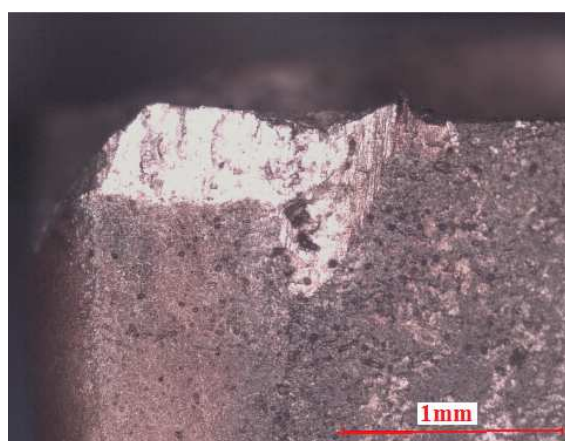


Figura 7.36f – Ferramenta após o décimo oitavo ensaio da Aresta 5.

Por fim, nas Figuras 7.37 e 7.38 estão mostrados os sinais no tempo dos sintomas e das acelerações normalizadas, nas direções X, Y e Z respectivamente, para cada ensaio da Aresta 6. Pode-se observar que tanto os sintomas quanto as acelerações decrescem com o aumento do desgaste, porém a queda do sintoma para a direção X é de 14 dB e da aceleração de aproximadamente 3.5 dB. As quedas nas amplitudes dos sintomas e acelerações na direção Y são de 13 e 4.5 dB, respectivamente. Para a direção Z as variações são de 12 e 6 dB respectivamente para as sintomas e acelerações com a evolução do desgaste.

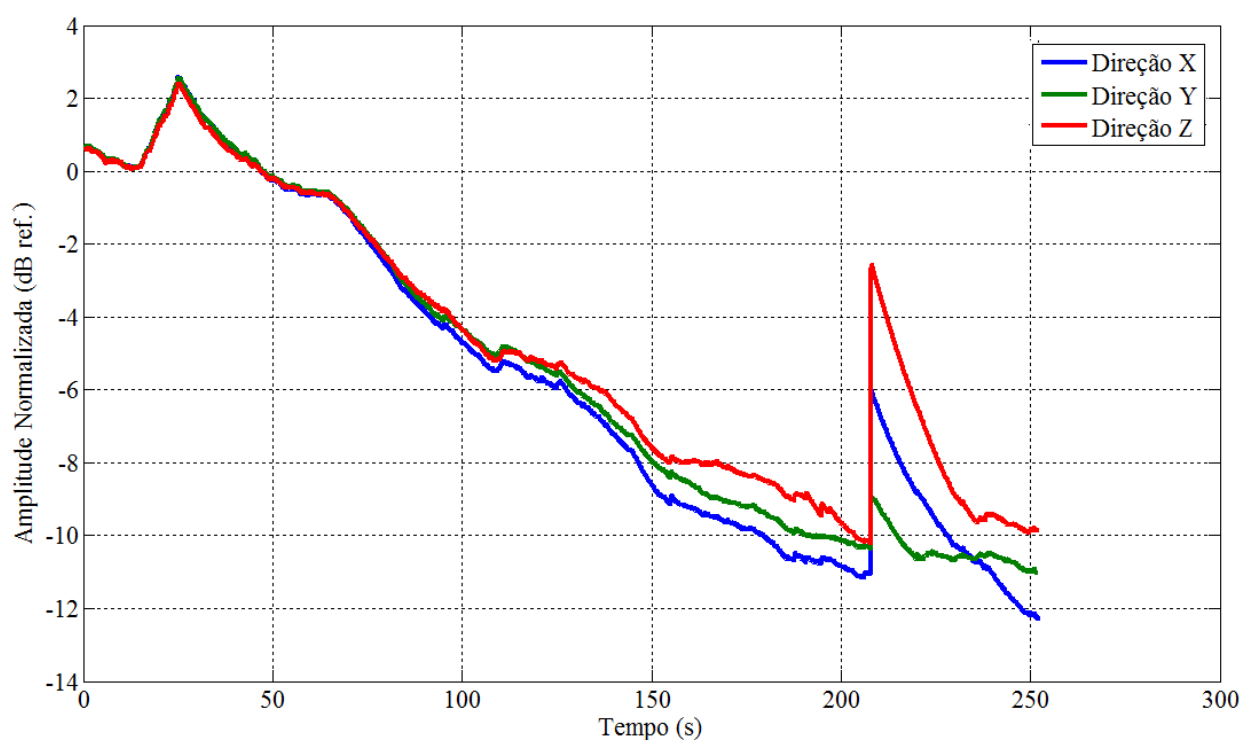


Figura 7.37 – Sinal no tempo dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 6.

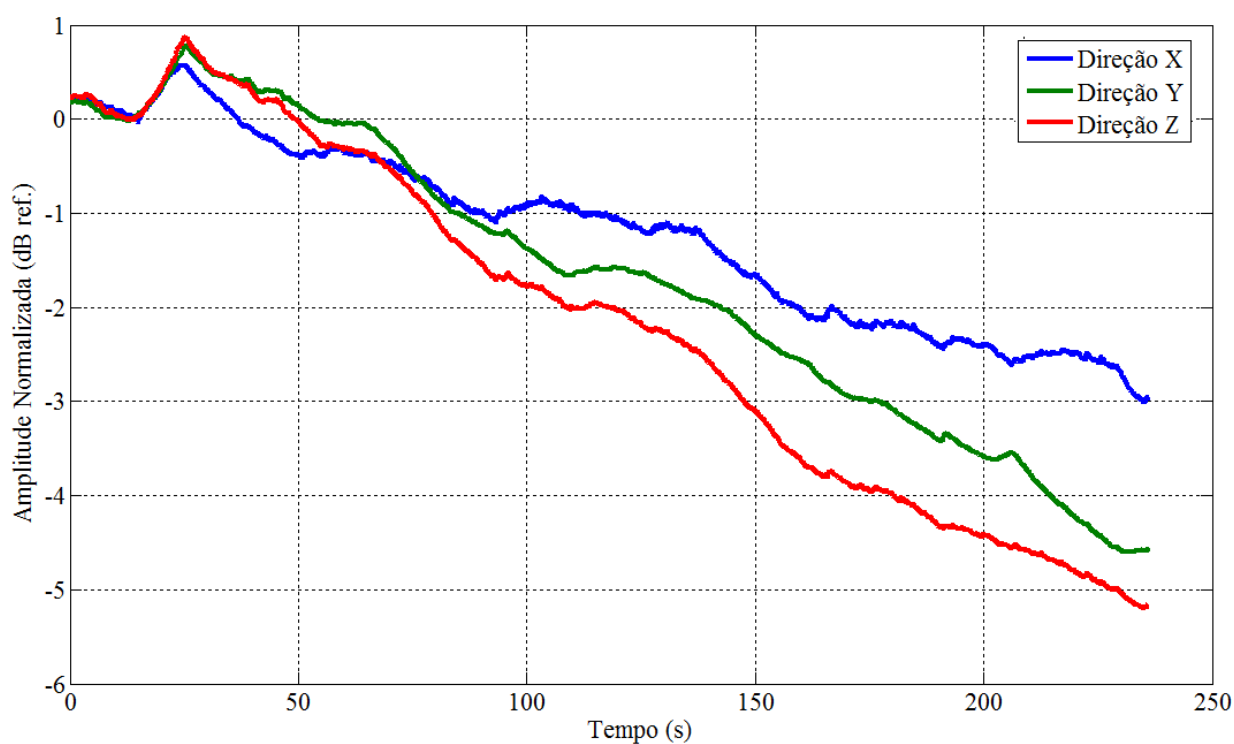


Figura 7.38 – Sinal no tempo das acelerações medidas nas direções X, Y e Z para cada ensaio da Aresta 6.

Na Figura 7.39 estão mostrados os níveis de energia dos sintomas normalizados nas direções X, Y e Z e medidas aproximadas dos desgastes de flanco, para cada ensaio da Aresta 6. São observadas variações nas amplitudes dos sintomas de 5 a 7 dB, ou seja de 3 a 5 vezes em relação a aresta nova.

Durante o último ensaio também pode ser observado um aumento repentino seguido de queda nas amplitudes dos sintomas, destacando o momento da quebra da ferramenta, visualizado na Figura 7.40f. Tal fato é de se esperar, uma vez que mudanças bruscas nos níveis de amplitude dos sinais das componentes de força de usinagem indicam lascamento ou quebra na ferramenta (Dimla, 2000a), (König et al, 1972), (Tlusty e Andrews, 1983), (Lan e Dornfeld, 1984).

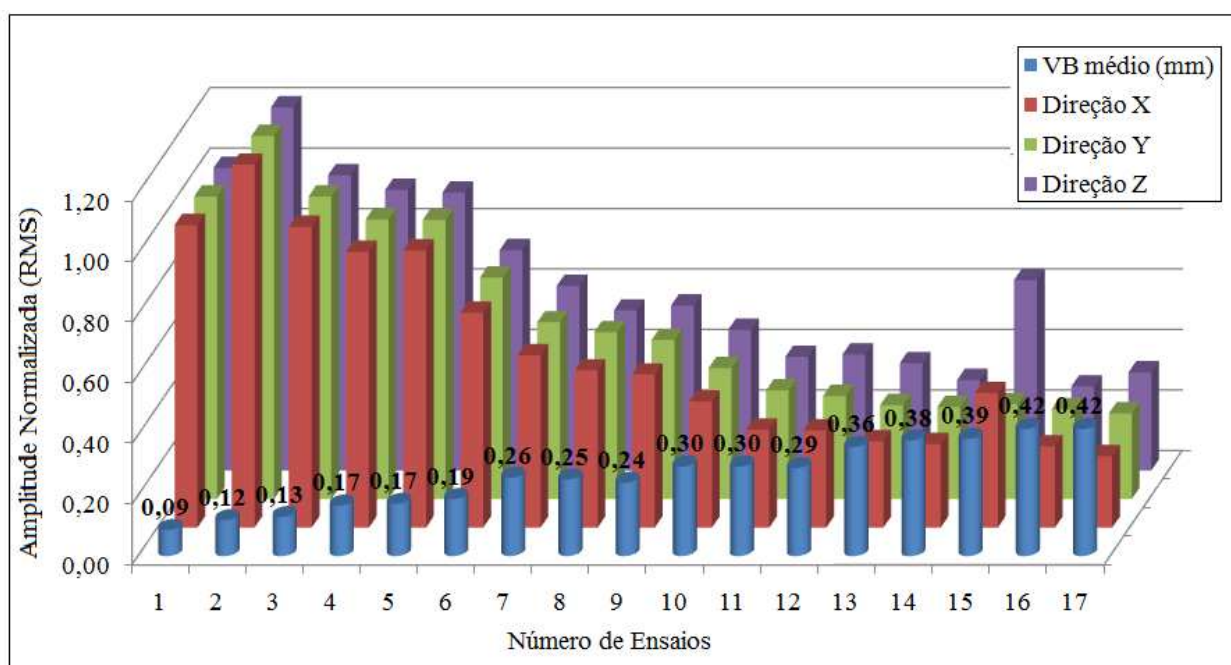


Figura 7.39 – Níveis de energia dos sintomas estimados nas direções X, Y e Z e medidas aproximadas de desgaste para cada ensaio da Aresta 6.

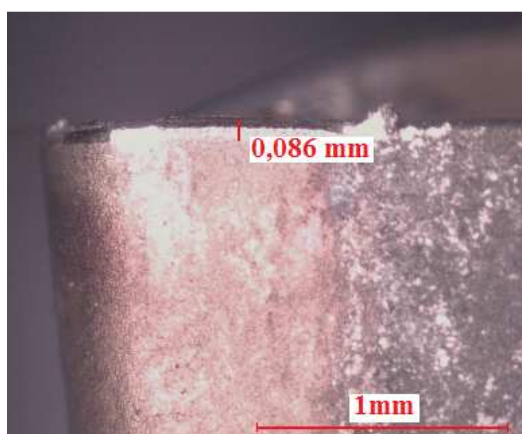


Figura 7.40a – Ferramenta após o primeiro ensaio da Aresta 6.

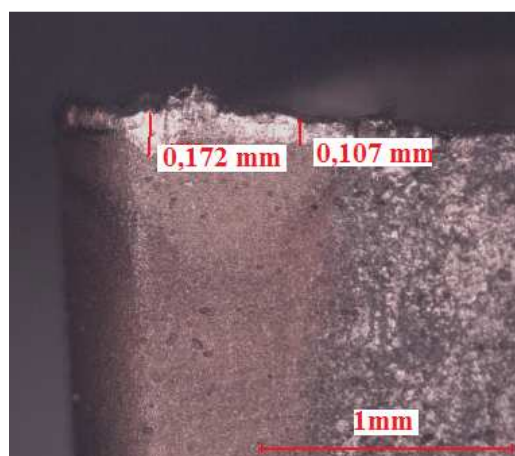


Figura 7.40b – Ferramenta após o quinto ensaio da Aresta 6.

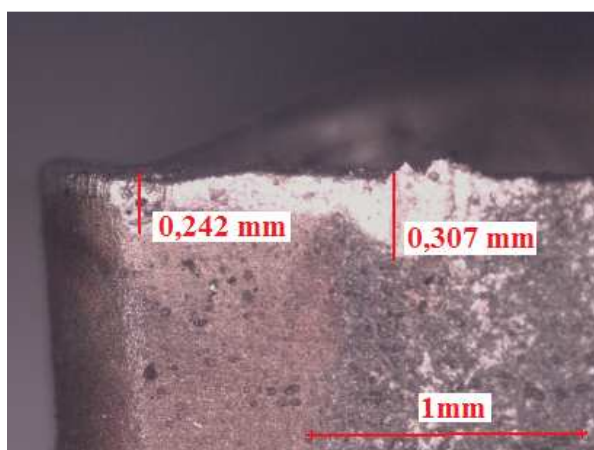


Figura 7.40c – Ferramenta após o nono ensaio da Aresta 6.

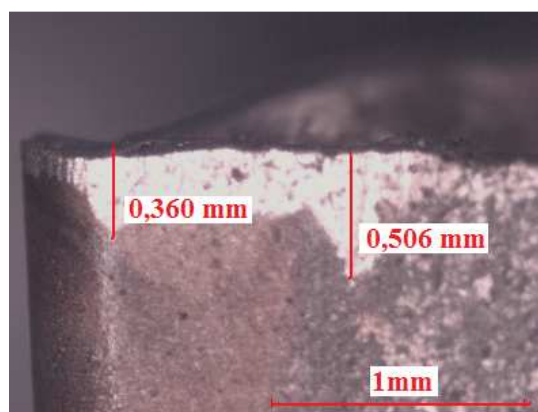


Figura 7.40d – Ferramenta após o décimo terceiro ensaio da Aresta 6.

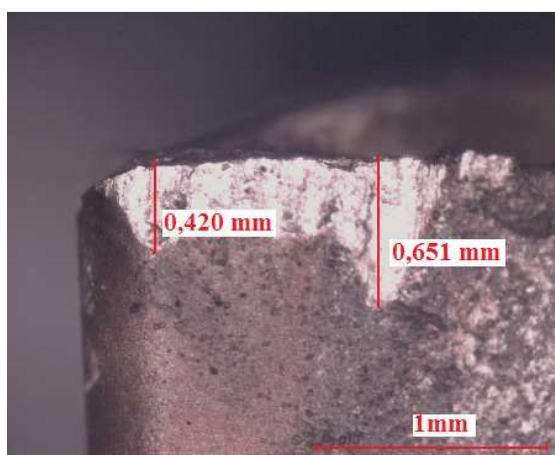


Figura 7.40e – Ferramenta após o décimo sexto ensaio da Aresta 6.

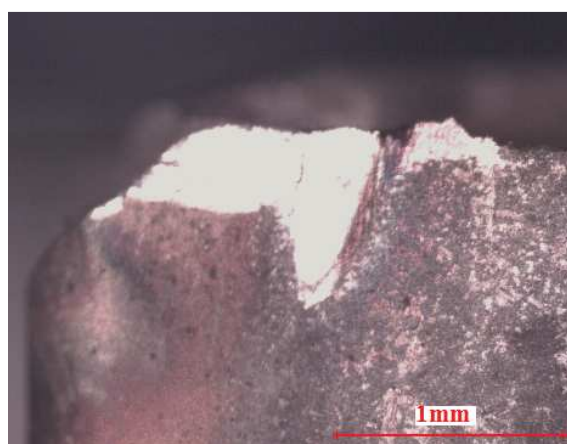


Figura 7.40f – Ferramenta após o décimo sétimo ensaio da Aresta 6.

De acordo com os resultados deste capítulo pode-se inferir que a metodologia baseada na técnica de análise modal operacional é bastante eficiente na identificação dos esforços envolvidos no processo de torneamento, para fins de monitoramento do fim de vida de ferramentas. Foram observados comportamentos dos sintomas nas direções X, Y e Z semelhantes para todas as arestas, ou seja, tendência de queda nas amplitudes dos sintomas com o aumento do desgaste e quebra das ferramentas. Destaca-se que as ferramentas que não atingiram o fim de vida apresentaram variações nas amplitudes dos sintomas de 1.5 a 4 dB, ao passo que as ferramentas que quebraram apresentaram quedas de amplitudes nos sintomas de 6 a 18 dB.

Várias pesquisas envolvendo o monitoramento de forças para predizer o fim de vida de ferramentas indicam que as forças de usinagem tendem aumentar com a evolução do desgaste de flanco (König e Klocke, 1997), (Dimla, 2000a) e (Dimla, 2000b), (Sarhan et al, 2001), (Souza, 2004) e (Kenter e Torn-Leuenroth, 2008). Tal fato não foi observado neste trabalho. Foi estudado um sintoma das forças de usinagem identificadas via medição de sinais de vibração. Destaca-se que este sintoma se trata de apenas uma banda de frequência de 10 a 200 Hz e não de valores de força em todo o espectro de frequência de 0 a 8000 Hz.

As amplitudes de aceleração para a mesma faixa de frequência de 10 a 200 Hz do sintoma de força apresentaram comportamentos bastante distintos das amplitudes com a evolução do desgaste, sendo as variações observadas bem menores.

As diferenças observadas validam a idéia básica da metodologia proposta, que foi a de criar um filtro que realce o comportamento dinâmico do que acontece na ponta da ferramenta de maneira a fornecer um sintoma dinâmico que possa ser monitorado em tempo real. Este por sua vez utilizado como um observador indireto do desgaste de uma ferramenta durante o processo de usinagem.

A queda do sintoma com o desgaste se for observado para os demais processos de usinagem, poderá ser utilizados nas máquinas de comando numérico para controlar o avanço da ferramenta para garantir as tolerâncias dimensionais das peças com o desgaste da ferramenta. Como a observação pode ser feita em tempo real, outra aplicação que se pode vislumbrar é a utilização do sintoma proposto para controlar a aproximação da ferramenta da peça.

Capítulo VIII

Conclusões

8.1. Conclusões Gerais

- O método de Análise Modal Operacional, baseado na técnica de excitação natural (NExT) mostrou-se uma ferramenta bastante eficiente para a construção de um metamodelo modal de um porta ferramentas durante o processo de corte (com contato ferramenta-peça).
- A metodologia proposta neste trabalho, baseada em um metamodelo modal para estimativa das forças de corte, para monitoramento do fim de vida de ferramentas foi validada com sucesso num processo de torneamento, uma vez que os sintomas de desgaste estimados para seis arestas distintas apresentaram a mesma tendência com a evolução do desgaste e quebra das ferramentas.

8.2. Conclusões Específicas

- Os resultados de ajuste dos metamodelos e de identificação das forças são bastante sensíveis às respostas utilizadas como referência para determinação das funções de correlação. Esta sensibilidade está relacionada tanto com a posição dos sensores de vibração quanto com o tipo de parâmetros de resposta utilizados, tais como deslocamento, velocidade ou aceleração.
- As respostas de velocidade e deslocamento, com as de deslocamento utilizadas como referência, apresentaram melhores resultados para identificação das forças, bem como melhor ajuste do metamodelo.
- O tempo de aquisição ou o número de pontos das respostas de vibração é muito importante na identificação das forças. Para as análises teóricas deste trabalho, 20 segundos ($BT = 1000$) foram suficientes para se obterem espectros de forças estimadas altamente correlacionados com os espectros das forças aplicadas no modelo.
- As más qualidades de ajuste observadas para a maioria dos espectros das forças identificadas em relação aos espectros das forças aplicadas podem ser justificadas através do número de graus de liberdade dos modelos que quanto maior, melhor é o ajuste. Outro fator importante

é que para a maior parte dos nós a qualidade da identificação das forças está relacionada com os erros entre os fatores de amortecimento dos modelos ajustados.

- De acordo com os resultados experimentais, foram observados desvios entre as frequências naturais estimadas e as obtidas via análise modal clássica inferiores a 3 %. Tais diferenças juntamente com erros quadráticos da ordem de 10^{-7} nos ajustes dos modelos para as seis arestas validam o procedimento de análise modal operacional utilizado na estimativa do metamodelo modal a ser utilizado na identificação das forças dinâmicas de corte.
- Para a maioria das ferramentas as correlações mais elevadas (acima de 0.80 ou 80 %) foram observadas nas bandas de frequência centradas abaixo de 200 Hz.
- Para o processo de corte estudado neste trabalho, e respectivas condições de corte, todos os coeficientes de correlação (nas bandas abaixo de 200 Hz) entre os valores de desgaste VB_{med} e os sintomas foram negativos. A queda do sintoma com o desgaste se for observada para os demais processos de usinagem, poderá ser utilizada nas máquinas de comando numérico para controlar o avanço da ferramenta e garantir as tolerâncias dimensionais das peças com o desgaste da ferramenta. Como a observação pode ser feita em tempo real, uma outra aplicação do sintoma proposto é a de controlar a aproximação da ferramenta da peça, de forma a evitar esforços de usinagem elevados devido a problemas de sobremetal dos *blank* a serem usinados.
- Fazendo-se analogia dos níveis de severidade de vibração utilizados em manutenção preditiva com os resultados observados para as seis arestas estudadas, foi possível observar se as ferramentas atingiram ou não seus finais de vida.
- As amplitudes de aceleração comparadas com as amplitudes das forças para a mesma faixa de frequência de 10 a 200 Hz apresentaram comportamentos bastante distintos das com a evolução do desgaste, sendo as variações observadas bem menores. Estas diferenças validam a idéia básica da metodologia proposta, que foi a de criar um filtro que realce o comportamento dinâmico do que acontece na ponta ferramenta. Isto de maneira a fornecer um sintoma dinâmico que possa ser monitorado em tempo real para ser utilizado como um observador indireto do desgaste de uma ferramenta durante o processo de usinagem.

8.3. Trabalhos Futuros

Propõe-se a aplicação da metodologia estudada para outros processos de fabricação, tais como furação, rosqueamento e fresamento.

Outra proposta de trabalho futuro é a aplicação da metodologia em um processo produtivo, em que pretende-se utilizar uma quantidade maior de sensores de baixo custo e uma placa de aquisição de oito canais, também de baixo, desenvolvidos na Universidade Federal de Uberlândia. O sensor já foi desenvolvido (Abrão et al, 2008) e a placa está em desenvolvimento.

Referências

Abrão, V. S. M., Meola, T., De Sousa, M. M. e Duarte, A. M. V., 2008, “Estudo da Performance de um Acelerômetro de Baixo Custo para Aplicações Industriais”, V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Salvador – BA.

Altintas, Y., 2000, “Manufacturing Automation – Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design”, University of British Columbia.

Alves, M. T. S., 2005, “Avaliação Numérica e Experimental dos Métodos ERA e ERA/OKID Para a Identificação de Sistemas Mecânicos”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia.

Brincker, R., Andersen, P. e Muller, N., 2000, “An Indicator for Separation of Structural and Harmonic Modes in Outputonly Modal Testing”, International Modal Analysis Conference (IMAC XVIII), San Antonio, TX, Society for Engineering Mechanics, Bethel, CT, pp. 1649–1654.

Brincker, R., Andersen, P. e Jacobsen, N. J., 2000, “Automated Frequency Domain Decomposition for Operational Modal Analysis”, International Modal Analysis Conference (IMAC XVIII), San Antonio, TX, Society for Engineering Mechanics, Bethel, CT, pp. 625–630.

Chen, J. e Li, J., 2004, “Simultaneous Identification of Structural Parameters and Input Time History from Output-Only Measurements”, Computational Mechanics 33 pp. 365–374.

Choudhury, S. K. e Kishore, K. K., 1999, “Tool Wear Measurement in Turning Using Force Ratio”, International Journal of Machine Tools & Manufacture 40, pp. 899–909.

Cunha, R. C., 2005, “Análise do Estado de Conservação de um Redutor de Velocidade Através da Técnica de Partículas de Desgaste no Óleo Lubrificante Auxiliada pela Análise de Vibrações”, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Ilha Solteira - SP.

Cruz, S. L. M., 2006, “Estudo de Técnicas de Análise Modal Operacional em Sistemas Sujeitos a Excitações Aleatórias com a Presença de Componente Harmônico”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Pará, Faculdade de Engenharia Mecânica, Belém – PA.

Dan, L. e Mathew, J., 1990, “Tool Wear and Failure Monitoring Techniques for Turning – a Review”, *International Journal of Machine Tools and Manufacturing*, v. 30, pp. 579-598.

De Sousa, M. M., Duarte, M. A. V. e Machado, A. R., 1997, “Monitoramento do Desgaste de Ferramentas de Corte de uma Fresadora”, III Congresso Iberoamericano de Ingeniaria Mecânica, Havana, Cuba.

Devriendt, C., Presezniak, F., De Sitter, G. e Guillaume, P., 2009, “Operational Modal Analysis in the Presence of Harmonic Excitations by the Use of Transmissibility Measurements”, *Proceedings of the XIII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, DINAME*, Angra dos Reis, RJ , Brazil.

Dimla, D. E., 1999, “Artificial neural networks approach to tool condition monitoring in a metal turning operation”, *Emerging Technologies and Factory Automation*, 7th IEEE vol. 1, pp. 313 - 320.

Dimla, D. E., 2000, “Sensor Signals for Tool-Wear Monitoring in Metal cutting Operations – a Review of Methodos”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 40, pp. 1073-1098.

Dimla, D. E. e Lister, P. M., 2000, “On-line Metal Cutting Tool Condition Monitoring. I: Force and Vibration Analyses”. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 40, pp. 739-768.

Dimla, D. E. e Lister, P. M., 2000, “On-line Metal Cutting Tool Condition Monitoring. II: Tool-State Classification Using Multi-layer Perceptron Neural Networks”. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 40, pp. 769-781.

Doebling, S. W., Farrar, C. R. e Prime, M. B., 1998, “A Summary Rewiew of Vibration-Based

Damage Identification Methodos”. The Shock and Vibration Digest.

Duarte, M. A. V., 1994, “Ajuste de Modelos Dinâmicos de Estruturas com Não Linearidades Concentradas”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas.

Ewins, D. J., 1986, “Modal Testing: Theory and Practice”, Brüel & Kjaer, Research Studies Press LTD.

Ferraresi, D., 1977, “Fundamentos da Usinagem dos Metais”, São Paulo, Edgard Blücher.

Hermans, L. e Van Der Auweraer, H., 1999, “Modal Testing and Analysis of Structures Under Operational Conditions: Industrial Applications”, Mechanical Systems and Signal Processing 13(2), pp. 193-216

Heyns, P. S., 2007, “Tool Condition Using Vibration Measurements – a Review”, Insight – Non-Destructive Testing and Condition Monitoring, vol. 48, pp. 447 - 450.

Hong, G. S., Rahman, M. e Zhou, Q., 1996, “Using Neural Network for Tool Condition Monitoring Based on Wavelet Decomposition”, International Journal of Machine Tools & Manufacture 36 pp. 551-566.

Huang, P. T., Chen, J. e Chou, C. Y., 1999, “A Statistical Approach in Detecting Tool Breakage in End Milling Operations”, Journal of Industrial Technology, vol. 15, número 3.

Huang, S.N., Tan, K.K., Wong, Y.S., de Silva, C.W., Goh, H.L. e Tan, W. W., 2006, “Tool Wear Detection and Fault Diagnosis Based on Cutting Force Monitoring”, International Journal of Machine Tools & Manufacture 47 pp. 444–451.

Jacquelin, E., Bennani, A. e Hamelin, P., 2003, “Force reconstruction: Analysis and Regularization of a Deconvolution Problem”, Journal of Sound and Vibration 265 pp. 81–107

James, G. H., Carne T. G. e Lauffer, J. P., 1993, “The Natural Excitation Tecnique (NExT) for Modal Parameter Extraction From Operating Wind Turbines”, Laboratório Nacional Sandia,

Departamento de Energia dos Estados Unidos.

Juang, J.N. e Papa R. S., 1985, “An Eigensystem Realization Algorithm for Modal Parameter Identification and Model Reduction”, *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, Vol. 8, pp.620-627.

Juang, J. N., 1994, “Applied System Identification”, Prentice Hall PTR, Englewood Cliffs, New Jersey, USA.

Khanchustambham, R. G. e Zhang, G.M, 1992, “A Neural Network Approach to On-Line Monitoring of a Turning Process”. *IJCNN, International Joint Conference on* Vol. 2, pp. 889 – 894.

Kluft, W., 1997, “Monitorando a Ferramenta e Visualizando o Processo de Corte, Melhora-se a Produção. Máquinas e Metais”, p. 20-49.

König, W., Langhammer, K. e Schemmel, H. U., 1972, “Correlations Between Cutting Force Components and tool Wear”, *Annals of the CIRP*, vol. 21, pp. 19-20.

König, W. e Klocke, F., 1997, “Fertigungsverfahren – Drehen, Fräsen, Bohren”, 5ed, Berlin, Springer – Verlag, 417p.

Lan, M. S. e Dornfeld, D. A., 1984, “In-process Tool Fracture Detection”, *ASME Journal of Engineering for Industry*, vol. 111, pp. 111-118.

Lozano, G. C. V. G., 2003, “Identificação Paramétrica de Sistemas Mecânicos Usando Algoritmos de Subespaço”, Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro - PUC-Rio.

Machado, A. R., Coelho, R. T., Abrão, A. M. e Bacci, M. S., 2009, “Teoria da Usinagem dos Metais”, Editora Edgard Blucher, pp. 384.

Machado, F. M. e Souza, A. J., 2006, “Desenvolvimento de um Dispositivo de Medição de

Esforços no Processo de Torneamento”, Vivências: Revista Eletrônica de Extensão da URI.

Maia, N. M. M. e Silva, J. M. M., 1997, “Theoretical and Experimental Modal, Analysis”. Research Studies Press Ltd.

Meola, T., Duarte, M. V., Sousa, M. M. e Santos, S., 2002, “Monitorando o Desvio de Circularidade no Processo de Furação em uma Fresadora CNC Utilizando Sinais de Vibração Mecânica”, CONEM – Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, João Pessoa.

Meola, T., Duarte, M. V., Martins A. R. e Bacci, M., 2003, “Monitoramento do Desgaste das Ferramentas Durante o Processo de Rosqueamento com Machos Máquina via Medições de Vibrações”, II COBEF - Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação, Uberlândia.

Meola, T., Duarte, M. V., Martins, A. R. e Bacci, M., 2003, “Monitoramento do Processo de Furação em uma Fresadora CNC Utilizando Sinais de Vibrações Mecânicas”, II COBEF - Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação, Uberlândia.

Meola, T., Duarte, M. V. e Bacci, M., 2007, “Forces Estimation in the Turning Process Using Vibration Measurements”, COBEM - 19th International Congress of Mechanical Engineering, Brasília, DF.

Mevel, L., Hermans, L. e Van Der Auweraer, H., 1999., “Application of a Subspace-Based Fault Detection Method to Industrial Structures”, Mechanical Systems and Signal Processing.

Mevel, L., Benveniste, A., Basseville, M., Goursatb, M., Peeters, B., Van Der Auweraer, H. e Vecchio, A. 2006, “Input/Output Versus Output-Only Data Processing for Structural Identification—Application to In-Flight Data Analysis”, Journal of Sound and Vibration 295 pp. 531–552.

Min, Z., Fan, S. e Huaihai, C., 2005, “Operational Modal Analysis Schemes Using Correlation Technique”, Acta Mechanica Solida Sinica, Vol. 18, No. 1.

Mohanty, P. e Rixen, D.J., 2003, “Modifying the Era Identification for Operational Modal

Analysis in the Presence of Harmonic Perturbations”, 16th ASCE Engineering Mechanics Conference, University of Washington, Seattle.

Mohanty, P. e Rixen, D.J., 2004, “A Modified Ibrahim Time Domain Algorithm for Operational Modal Analysis Including Harmonic Excitation”, *Journal of Sound and Vibration*, pp. 375–390.

Mohanty, P. e Rixen, D.J., 2004, “Operational Modal Analysis in the Presence of Harmonic Excitation”, *Journal of Sound and Vibration*, pp. 93–109.

Mohanty, P. e Rixen, D.J., 2006, “Modified ERA Method for Operational Modal Analysis in the Presence of Harmonic Excitations”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, pp. 114–130.

Mucheroni, M. F.e Cardoso, A., 2004, “Aplicação do Algoritmo ERA Diretamente a Dados no Domínio do Tempo Utilizando Pseudo-Entradas”, *Revista Iberoamericana de Ingenieria Mecânica* 8, pp. 3 – 4.

Nunes, O. A. J., 2006, “Identificação dos Parâmetros Modais Utilizando Apenas as Respostas da Estrutura- Identificação no Domínio do Tempo”, *Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual Paulista – Unesp, Ilha Solteira- SP.*

Paulino, J. M., 2002, “Identificação Remota de Forças de Impacto em Estruturas Suportadas com Folgas: Parte 1 – Forças de Choque Isoladas”, *Investigação Desenvolvida no Instituto Tecnológico e Nuclear / Laboratório de Dinâmica Aplicada.*

Paulino, J. M., 2002, “Identificação Remota de Forças de Impacto em Estruturas Suportadas com Folgas: Parte 2 – Forças de Choque Simultâneas”, *Investigação Desenvolvida no Instituto Tecnológico e Nuclear / Laboratório de Dinâmica Aplicada.*

Parloo, E., Verboven, P., Guillaume, P. e Van Overmeire, M., 2003, “Force Identification by Means of In-Modal Models”, *Journal of Sound and Vibration*, pp. 161–173.

Parloo, E., Cauberghe, B., Benedettini, Alaggio, R. e Guillaume, P., 2005, “Sensitivity-based Operational Mode Shape Normalisation: Application to a Bridge”, *Mechanical Systems and*

Signal Processing, pp. 43–55.

Sanliturk , K.Y. e Cakar, O., 2005, “Noise Elimination from Measured Frequency Response Functions”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, pp. 615–631.

Sarhan, A., Sayed, R., Nassr, A.A. e El-Zahry, R.M., 2001, “Interrelationships Between Cutting Force Variation And Tool Wear In End-Milling”, *Journal of Materials Processing Technology*, pp. 229±235.

Shen, F., Zheng, M., Feng D., Shi e Xu, F., 2003, “Using The Cross-Correlation Technique to Extractmodal Parameters on Response-Only Data”, *Journal of Sound and Vibration*, pp. 1163–1179.

Sikdar, S. K. e Chen, M., 2002, “Relationship Between Tool Flank Wear Area And Component Forces In Single Point Turning”, *Journal of Materials Processing Technology*, pp. 210–215.

Silva, L. A., 2000, “Técnicas de Identificação de Forças no Domínio do Tempo”, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Silva, B. E. P., Pereira, J. A. e Freitas, T. C., 2007, “Influência dos Componentes Harmônicos na Análise Modal Operacional de um Sistema Massa-Amortecedor-Mola de 5gl(S)”, 7th Brazilian Conference on Dynamics, Control and Applications.

Souza, A. J., 2004, “Aplicação de Multisensores no Prognóstico da Vida da Ferramenta de Corte no Torneamento”, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianopolis, SC.

Thomson, W. T., Dahleh, M. D., 1998, “Theory of Vibration with Applications”, Prentice Hall, New Jersey.

Tlusty, J. e Andrews, G. C., 1983, “A Critical Review of Sensors for Unmanned Machining”, *Annals of CIRP*, vol. 32, pp.563-572.

Trent, E. M., 1991, “Metal Cutting”, Department of Metallurgy and Materials, University of

Birmingham.

Weingaertner, W. L., Simap_broca, 2005.

Xiaodong, J., Jiaru, Q. e Longhe, X., 2007. “Experimental Study of Modal Parameter Identification in a Simulated Ambient-Excited Estructure”, Research Article, Front. Archit. Civ. Eng. China, pp. 81–285.

Zhang, L., Brincker, R. e Andersen, P., 2005, “An Overview of Operational Modal Analysis: Major Development and Issues”.

Anexo I

Tabelas de resultados dos parâmetros modais dos modelos para cada nó

Tabela I.1 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a simulação no nó 250 ($r = 16$ e $s = 94$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,1	1,67	2047	0,09	1,00	36,9
5,9	1,67	2762	0,62	0,93	8,9
9,1	51,67	3526	2,19	0,87	4,2

Tabela I.2 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a simulação no nó 1034 ($r = 32$ e $s = 62$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,0	0	2002	2,10	0,99	32,7
9,1	51,67	2608	4,99	0,78	5,5
4,8	20,00	3592	0,36	0,67	11,8

Tabela I.3 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a simulação no nó 3684 ($r = 20$ e $s = 86$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,3	5,00	2056	0,54	0,99	35,5
7,0	16,67	2742	0,11	0,58	8,6
6,2	3,33	3570	0,97	0,53	5,9

Tabela I.4 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a simulação no nó 4181 ($r = 32$ e $s = 62$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,6	10,00	2061	0,78	1,00	30,3
6,0	0,00	2739	0,22	0,99	10,4
6,2	3,33	3586	0,53	0,88	9,3

Tabela I.5 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a simulação no nó 4566 ($r = 18$ e $s = 90$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
5,8	3,33	1818	0,22	0,66	13,0
6,4	6,67	2050	0,24	0,98	31,3
6,8	13,33	3577	0,78	0,75	5,7

Tabela I.6 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a simulação no nó 4725 ($r = 22$ e $s = 82$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
5,7	5,00	1817	0,17	0,69	20,8
6,3	5,00	2048	0,15	0,81	22,8
6,8	13,33	3564	1,14	0,50	6,4

Tabela I.7 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a simulação no nó 4930 ($r = 14$ e $s = 98$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
7,1	18,33	1805	0,50	0,78	21,1
6,6	10,00	2062	0,83	0,85	27,2

Tabela I.8 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a simulação no nó 5117 ($r = 12$ e $s = 102$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
4,3	28,33	1840	1,43	0,98	32,5
6,6	10,00	3555	1,39	0,28	15,2
19,3	221,67	7105	4,89	0,36	2,3

Tabela I.9 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a simulação no nó 5131 ($r = 14$ e $s = 98$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
6,3	5,00	1825	0,61	0,97	22,7
5,8	3,33	2054	0,44	0,99	21,4
6,5	8,33	6227	1,40	0,23	6,0

Tabela I.10 – Freqüências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a simulação no nó 5206 ($r = 10$ e $s = 106$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
4,3	28,30	1903	4,91	0,99	41,4
167,0	2683,30	2289	11,93	0,32	1,7
6,0	0,00	3489	5,44	0,85	6,8

Tabela I.11 – Freqüências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a simulação no nó 5235 ($r = 24$ e $s = 78$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
11,7	95,00	1826	0,66	0,05	20,1
9,0	50,00	2011	1,66	0,22	26,4
9,5	58,33	3630	0,69	0,53	3,5

Tabela I.12 – Freqüências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a simulação no nó 5290 ($r = 24$ e $s = 78$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
11,4	90,00	1847	1,14	0,99	26,3
10,9	81,67	1991	1,00	1,00	20,9
7,5	25,00	3716	2,31	0,18	2,9

Anexo II

Tabelas de resultados dos parâmetros modais dos modelos com combinação de dois nós

Tabela II.1 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a combinação do nó 250 com o 3684, nó 250 como referência ($r = 26$ e $s = 74$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
5,7	5,00	1817	0,17	0,81	3,0
5,7	5,00	2056	0,54	0,99	33,4
6,2	3,33	2746	0,04	0,60	7,9
14,4	140,00	3461	4,59	0,79	1,1
5,5	8,33	3625	0,55	0,85	4,1
12,7	111,67	6535	3,53	0,65	0,4

Tabela II.2 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a combinação do nó 250 com o 3684, nó 3684 como referência ($r = 26$ e $s = 74$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
5,8	3,33	1818	0,22	0,47	3,0
5,7	5,00	2055	0,49	0,99	32,7
6,2	3,33	2744	0,04	0,98	7,6
7,0	16,67	3306	0,09	0,67	1,0
5,4	10,00	3609	0,11	0,42	4,5
6,0	0,00	6164	0,37	0,23	1,2

Tabela II.3 – Freqüências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a combinação do nó 250 com o 4725, nó 250 como referência ($r = 18$ e $s = 90$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
5,6	6,67	1815	1814	0,92	11,2
5,9	1,67	2052	2045	0,99	28,8
6,0	0,00	2756	2745	0,78	4,2
5,9	1,67	3602	3605	0,82	4,8
7,3	21,67	6106	6141	0,87	0,3
6,2	3,33	8981	8974	0,36	0,6

Tabela II.4 – Freqüências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a combinação do nó 250 com o 4725, nó 4725 como referência ($r = 18$ e $s = 90$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
5,7	5,00	1816	0,11	0,51	8,7
5,9	1,67	2052	0,34	0,98	25,2
5,9	1,67	2752	0,26	0,94	5,0
6,0	0,00	3604	0,03	0,94	7,5
5,6	6,67	6199	0,94	0,25	1,1
5,9	1,67	9008	0,38	0,76	2,5

Tabela II.5 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a combinação do nó 3684 com o 4725, nó 3684 como referência ($r = 20$ e $s = 86$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
5,8	3,33	1819	0,28	1,00	9,2
6,1	1,67	2048	0,15	1,00	28,8
5,9	1,67	2764	0,69	0,96	4,8
5,7	5,00	3607	0,06	0,83	5,4
5,9	1,67	6141	0,00	0,28	1,3
7,2	20,00	8994	0,22	0,87	0,4

Tabela II.6 – Frequências naturais f_n e fatores de amortecimento ζ estimados, para a combinação do nó 3684 com o 4725, nó 4725 como referência ($r = 20$ e $s = 86$).

ζ Estimado(%)	Erro ζ (%)	f_n Estimada (Hz)	Erro f_n (%)	MAC	MSV
5,7	5,00	1820	0,33	0,38	12,4
6,1	1,67	2053	0,39	0,60	25,4
5,9	1,67	2759	0,51	0,36	3,8
5,7	5,00	3608	0,08	0,88	6,0
6,1	1,67	6180	0,64	0,77	1,1
6,3	5,00	9015	0,46	0,49	1,3

Anexo III

Valores Medidos de Desgaste para as Seis Ferramentas Estudadas

Tabela III.1 – Valores de desgaste de flanco médio medidos para a Aresta 1.

Ensaio	Desgaste (mm)
1	0,0968
2	0,0968
3	0,1130
4	0,1184
5	0,1291
6	0,1291
7	0,1399
8	0,1399
9	0,1507
10	0,1507
11	-

Tabela III.2 – Valores de desgaste de flanco médio medidos para a Aresta 2.

Ensaio	Desgaste (mm)
1	0,0645
2	0,0699
3	0,1345
4	0,1022
5	0,1506
6	-

Tabela III.3 – Valores de desgaste de flanco médio medidos para a Aresta 3.

Ensaio	Desgaste (mm)
1	0,0645
2	0,0914
3	0,0914
4	0,0914
5	0,1022
6	0,1130
7	0,1345
8	-

Tabela III.4 – Valores de desgaste de flanco médio medidos para a Aresta 4.

Ensaio	Desgaste (mm)
1	0,0591
2	0,0699
3	0,0968
4	0,1076
5	0,1130
6	0,1291
7	0,1345
8	0,1883
9	0,2098
10	0,2206
11	0,2152
12	0,2583
13	0,2583
14	0,2906
15	-

Tabela III.5 – Valores de desgaste de flanco médio medidos para a Aresta 5.

Ensaio	Desgaste (mm)
1	0,0538
2	0,0699
3	0,0860
4	0,0860
5	0,1022
6	0,1507
7	0,1291
8	0,1345
9	0,2260
10	0,2852
11	0,2959
12	0,2744
13	0,3013
14	0,3605
15	0,3551
16	0,3874
17	0,4304
18	-

Tabela III.6 – Valores de desgaste de flanco médio medidos para a Aresta 6.

Ensaio	Desgaste (mm)
1	0,0860
2	0,1184
3	0,1291
4	0,1668
5	0,1722
6	0,1883
7	0,2583
8	0,2529
9	0,2421
10	0,2959
11	0,2959
12	0,2906
13	0,3605
14	0,3820
15	0,3874
16	0,4197
17	-