

Alexandre da Silva Paes Cardoso

**PREDIÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE
SISTEMAS COMPOSTOS POR EIXO-ÁRVORE, SISTEMA DE
FIXAÇÃO E FERRAMENTA DE CORTE DE MÁQUINAS
FERRAMENTA PARA ALTAS VELOCIDADES (HSC)**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Eduardo Alberto Fancello, Dr. Sc.

Coorientador: Prof. Jefferson de Oliveira Gomes, Dr. Eng.

Florianópolis
2006

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Cardoso, Alexandre da Silva Paes

Predição do comportamento dinâmico de sistemas compostos por eixo-árvore, sistema de fixação e ferramenta de corte de máquinas ferramenta para altas velocidades (HSC) / Alexandre da Silva Paes Cardoso ; orientador, Eduardo Alberto Fancelllo ; coorientador, Jefferson de Oliveira Gomes. - Florianópolis, SC, 2006.
155 p.

Dissertação (mestrado profissional) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Usinagem em altas velocidades. 3. Dinâmica do fresamento. 4. Otimização dos processos de usinagem. 5. Elementos finitos. I. Fancelllo, Eduardo Alberto. II. Gomes, Jefferson de Oliveira . III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Alexandre da Silva Paes Cardoso

**PREDIÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE
SISTEMAS COMPOSTOS POR EIXO-ÁRVORE, SISTEMA DE
FIXAÇÃO E FERRAMENTA DE CORTE DE MÁQUINAS
FERRAMENTA PARA ALTAS VELOCIDADES (HSC)**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 06 de Março de 2006.

Prof. Eduardo Alberto Fancello, Dr. Sc.
Orientador

Prof. Jefferson de Oliveira Gomes, Dr. Eng.
Coorientador

Prof. José A. Bellini da Cunha Neto, Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Rolf Bertrand Schroeter, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Paulo de Tarso R. Mendonça, Ph. D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado ao meu pai
Enio Barreto Paes Cardoso (in
memoriam).

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Eduardo Alberto Fancello pela orientação, amizade e oportunidade de realização desse trabalho.

Ao Professor Jefferson de Oliveira Gomes, pela confiança, proposição do tema de estudo, coorientação, e oportunidade de realização da parte experimental do trabalho.

Ao SENAI CIMATEC, pelo incentivo e apoio financeiro para a realização deste trabalho.

Aos meus pais, Nívea e Enio, pelo incentivo, amor, carinho e apoio incondicional em todas as decisões tomadas ao longo de minha vida.

Às minhas irmãs Larissa e Sandra pela amizade, afetividade e pelos definitivos anos de convivência.

À minha esposa Juliana, companheira querida, e meu filho Pedro, sobretudo pelo incentivo, convivência, carinho, e apoio ao longo de todo o trabalho.

À Leone Peter Andrade, Gerente do SENAI CIMATEC, pelo incentivo, apoio, amizade e convivência.

Aos amigos e colegas do Programa de Mestrado, em especial a Luis Alberto Breda Mascarenhas, pelas contribuições, pela amizade e convívio.

Aos Professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC, que direta ou indiretamente enriqueceram minha formação e contribuíram para a construção desse trabalho.

*O insucesso é apenas uma oportunidade para
recomeçar de novo com mais inteligência.
(Henry Ford)*

RESUMO

A predição de condições estáveis de corte é um dos requisitos críticos para a operacionalização da usinagem em altas velocidades. O presente trabalho buscou estudar o comportamento dinâmico de sistemas compostos por eixo-árvore, sistema de fixação e ferramenta de corte de máquinas de usinagem em altas velocidades (HSC), através de medições experimentais e simulações de vibrações por Elementos Finitos, identificando-se os parâmetros modais dos conjuntos, em busca de um maior entendimento dos fenômenos associados à dinâmica do fresamento em altas velocidades. Foram geradas também as cartas de estabilidade dos conjuntos estudados, através de métodos analíticos disponíveis na literatura, para servirem de referência na otimização dos processos de usinagem em altas velocidades.

Palavras-chave: Usinagem em altas velocidades. Dinâmica do fresamento. Otimização dos processos de usinagem. Elementos finitos.

ABSTRACT

The prediction of steady conditions of cut is one of the critical requirements for the practical implementation of high-speed machining. The present work searched to study the dynamic behavior of systems composites for axle-tree, system of setting and tool of cut of machines of milling in high speed (HSC), through experimental measurements and simulation of vibrations for Finite Elements, identifying the modal parameters of the sets, in search of a bigger agreement of the phenomena associates to the dynamics of milling in high speed. The letters of stability of the studied sets had also been generated, through available analytical methods in literature, to serve of reference in the practical implementation of high-speed machining.

Keywords: High speed machining. Dynamics of milling. Optimization of machining processes. Finite element.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Fresamento frontal e fresamento periférico	33
Figura 2.2 - Aspectos que interagem na aplicação da HSC.....	35
Figura 2.3 – Faixa de aplicação econômica na aplicação da HSC	36
Figura 2.4 – Configuração típica de um eixo-árvore acionado por engrenagem	37
Figura 2.5 - Comparação entre os cones ISO e HSK	38
Figura 2.6 - Trajetória da ferramenta para processo sem e com vibração	39
Figura 2.7 - Efeito regenerativo	40
Figura 2.8 - Representação do sistema com um grau de liberdade	41
Figura 2.9 - Partes imaginária e real da função transferência	45
Figura 2.10 - Modelo discretizado de um corpo.....	46
Figura 2.11 - Diagrama de corpo livre da massa m_i	46
Figura 2.12 - Modelo dinâmico de uma fresa com dois graus de liberdade.....	57
Figura 3.1 – Centro de usinagem HERMLE C 800 U utilizado nos estudos.....	63
Figura 3.2 – Centro de usinagem HERMLE C 600 U utilizado nos estudos.....	64
Figura 3.3 – Cabeçote das fresadoras HERMLE C 800 U e C 600 U utilizado nos estudos.	65
Figura 3.4 – Detalhes das fresas de topo reto $\varnothing 16$ mm e $\varnothing 12$ mm.	66
Figura 3.5 – Detalhes das fresas de topo esférico $\varnothing 8$ mm.	66
Figura 3.6 – Detalhes dos porta-ferramentas.....	67
Figura 3.7 – Detalhes de um sistema para análise modal experimental. 68	
Figura 3.8 – Detalhes do software de aquisição de dados SignalCalc ACE V4.0.....	69
Figura 3.9 – Detalhes da fixação do acelerômetro e posição dos golpes com o martelo.....	71
Figura 3.10 – Identificação da frequência natural referente ao primeiro modo de uma montagem com a fresa $\varnothing 16,00$ mm, balanço de 80,00 mm.	72
Figura 3.11 – Pontos selecionados para avaliação do quociente de amortecimento viscoso de uma montagem com a fresa $\varnothing 16,00$ mm, balanço de 80,00 mm.	72
Figura 3.12 – Planilha de cálculo do decaimento logaritmo entre os picos do sinal obtido de uma montagem com a fresa $\varnothing 16,00$ mm, balanço de 80,00 mm.	73

Figura 3.13 – Planilha de cálculo do decaimento logaritmo entre os picos do sinal obtido de uma montagem com a fresa Ø16,00 mm, balanço de 80,00 mm.	74
Figura 3.14 – Detalhes do procedimento de medição das fresas na MMC.....	77
Figura 3.15 – Detalhes do modelo matemático de uma montagem utilizando uma fresa Ø16,00 mm, com um comprimento em balanço de 65,00 mm.	79
Figura 3.16 – Detalhes do contorno da meia-seção de uma montagem utilizando uma fresa Ø16,00 mm, com um comprimento em balanço de 65,00 mm.	80
Figura 3.17 – Detalhes da peça de sustentação do fuso centro de usinagem HSC.	81
Figura 3.18 – Detalhes do motor do centro de usinagem HSC.	81
Figura 3.19 – Detalhes do contorno da meia-seção com as peças complementares para uma fresa Ø16,00 mm, com um comprimento em balanço de 65,00 mm.	82
Figura 3.20 – Detalhes da geometria dos elementos SOLID45 e SOLID92.....	83
Figura 3.21 – Malha de elementos finitos do modelo com a fresa Ø16,00 mm e comprimento em balanço de 80,00 mm.	84
Figura 3.22 – Detalhes da malha de elementos finitos na região da fresa Ø16,00 mm.	84
Figura 3.23 – Malha de elementos finitos do modelo com a fresa Ø12,00 mm e comprimento em balanço de 72,00 mm.	85
Figura 3.24 – Detalhes da malha de elementos finitos na região da fresa Ø12,00 mm.	86
Figura 3.25 – Condições de contorno na parte superior do fuso.....	87
Figura 3.26 – Condições de contorno na parte inferior do fuso.....	87
Figura 3.27 – Detalhes da geometria do elemento PLANE25.	88
Figura 3.28 – Malha de elementos finitos do modelo axissimétrico com a fresa Ø16,00 mm e comprimento em balanço de 90,00 mm.	90
Figura 3.29 – Detalhes da malha de elementos finitos na região da fresa Ø16,00 mm.	90
Figura 3.30 – Condições de contorno no modelo axissimétrico.	91
Figura 3.31 – Deslocamentos nodais na direção X, modelo sólido 3D.	92
Figura 3.32 – Deslocamentos nodais na direção X, modelo axissimétrico.	92
Figura 3.33 – Detalhes da malha de elementos finitos na região da fresa Ø12,00 mm.	93

Figura 3.34 – Detalhes da malha de elementos finitos de um modelo do Grupo 3.....	94
Figura 3.35 – Condições de contorno no modelo axissimétrico, Grupo 3.	95
Figura 4.36 – Curva FRF do modelo com a fresa $\varnothing 16,00$ mm e comprimento em balanço de 90,00 mm.	96
Figura 4.1 – Curvas FRF do sistema para $L = 65$ mm	100
Figura 4.2 – Modos de vibração obtidos com os modelos Grupo 1 e Grupo 2.....	102
Figura 4.3 – Modos de vibração obtidos com o modelo Grupo 3.	102
Figura 4.4 – Curva FRF extraída através do modelo Grupo 1.	103
Figura 4.5 – Curva FRF extraída através do modelo Grupo 2.	104
Figura 4.6 – Curvas FRF experimental e numérica extraída através do modelo Grupo 3.....	105
Figura 4.7 – Carta de estabilidade para fresa $\varnothing 16$ mm com 4 dentes, $L = 65$ mm.	106
Figura 4.8 – Frequências naturais dos conjuntos, 1º Modo.....	107
Figura 4.9 – Frequências naturais dos conjuntos, 2º Modo.....	107
Figura 4.10 – Magnitudes do modo flexível dominante, 1o Modo	108
Figura 4.11 – Curvas FRF extraídas dos testes de impacto na montagem com a fresa $\varnothing 12,00$ mm e comprimento em balanço de 60,00 mm. ...	109
Figura 4.12 – Modos de vibração do sistema para $L = 60$ mm.	111
Figura 4.13 – Curvas FRF experimental e extraída através do modelo Grupo 3.....	112
Figura 4.14 – Carta de estabilidade para fresa $\varnothing 12$ mm com 6 dentes, $L = 60$ mm.	113
Figura 4.15 – Curvas FRF extraídas dos testes de impacto na montagem com a fresa $\varnothing 12,00$ mm e comprimento em balanço de 72,00 mm. ...	114
Figura 4.16 – Curvas FRF experimental e extraída através do modelo Grupo 3.....	115
Figura 4.17 – Carta de estabilidade para fresa $\varnothing 12$ mm com 6 dentes, $L = 72$ mm.	116
Figura 4.18 – Carta de estabilidade com resultados das simulações e experimentos.	117
Figura 4.19 – Frequências naturais dos conjuntos, 1o Modo	118
Figura 4.20 – Frequências naturais dos conjuntos, 2o Modo	118
Figura 4.21 – Magnitudes do modo flexível dominante, 1o Modo	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Propriedades mecânicas dos materiais das fresas.....	67
Tabela 3.2 – Volumes e massa das peças e conjuntos.....	89
Tabela 4.1 – Parâmetros modais extraídos da FRF experimental	100
Tabela 4.2 – Frequências naturais obtidas pelo MEF.....	101
Tabela 4.3 – Parâmetros modais extraídos da FRF experimental	110
Tabela 4.4 – Frequências naturais obtidas pelo MEF.....	110
Tabela 4.5 – Frequências naturais obtidas pelo MEF.....	114
Tabela 4.6 – Parâmetros modais extraídos da FRF experimental	115

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CNC	Comando numérico computadorizado
DIN	Deutsches Institut für Normung e.v.
FRF	Função resposta em frequência
HSC	Usinagem a altas velocidades
HSK	Hohlschaftkegel (Sistema de fixação com cone vazado)
MEF	Método de elementos finitos

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras maiúsculas

A	[μm]	Amplitude de vibrações
D	[mm]	Diâmetro da ferramenta
E	[N/m ²]	Módulo de elasticidade
F ₀	[N]	Amplitude da força de excitação
F	[N]	Força
F _{ax}	[N]	Força na direção axial
F _r	[N]	Força na direção radial
F _t	[N]	Força na direção tangencial
F _x	[N]	Força na direção x
F _y	[N]	Força na direção Y
F _z	[N]	Força na direção Z'
Im[ϕ]	[m/N]	Componente imaginário da função trtransferência
K _r	[N/mm ²]	Coefficiente de força na direção radial
K _t	[N/mm ²]	Coefficiente de força na direção tangencial
L	[mm]	Comprimento da ferramenta
M _t	[N.m]	Momento torçor
N	[-]	Número de dentes da fresa
P	[mm]	Passo da fresa
Re[ϕ]	[m/N]	Componente real da função transferência
X	[m]	Amplitude das vibrações na direção x

Letras minúsculas

ae	[mm]	Profundidade de corte radial (penetração de trabalho, largura de usinagem, incremento lateral, largura de engajamento)
an	[mm]	Profundidade de corte na direção normal à superfície
ap	[mm]	Profundidade de corte axial (penetração passiva)
ap lim	[mm]	Profundidade de corte axial limite
ap crit	[mm]	Profundidade de corte axial crítica mínima
c	[Ns/m]	Constante de amortecimento viscoso

d	[mm]	Diâmetro da fresa
e	[mm]	Excentricidade
e	[-]	Número neperiano
f	[mm]	Avanço
f	[Hz]	Frequência
fn	[Hz]	Frequência natural
fv	[Hz]	Frequência das vibrações regenerativas
g	[m/s ²]	Aceleração gravitacional
h	[mm]	Espessura de usinagem
i	[-]	Unidade imaginária
k	[N/m]	Rigidez
m	[kg]	Massa
n	[min ⁻¹ , rpm]	Rotação por minuto
r	[mm]	Raio da fresa
r	[-]	Razão entre a frequência de excitação e a natural
t	[s]	Tempo
vc	[m/min]	Velocidade de corte
vf	[m/min]	Velocidade de avanço
vi	[-]	Direção tangencial
vj	[-]	Direção radial
x	[m]	Deslocamento na direção x
x'	[m/s]	Velocidade na direção x
x''	[m/s ²]	Aceleração na direção x
y	[m]	Deslocamento na direção y
x y z	[-]	Sistema de coordenadas
x' y' z'	[-]	Sistema de coordenadas Cartesianas deslocadas
z	[-]	Número de dentes da fresa

Letras gregas

α	[rad]	Ângulo da fase medido a partir de um tempo de referência
Δ	[-]	Diferença
δ	[mm]	Deflexão da fresa de topo
ε	[rad]	Ângulo de fase entre ondas de dentes subsequentes
ϕ	[rad]	Ângulo de fase das vibrações

φ	[graus]	Ângulo de contato
λ	[graus]	Ângulo de hélice
ρ	[kg/m]	Massa por unidade de comprimento
σ^2	[-]	Variância
τ	[1/s]	Período de passagem de um dente
ω	[rad/s]	Velocidade angular
ω_n	[rad/s]	Frequência natural
ω_d	[rad/s]	Frequência natural com amortecimento
ξ	[-]	Razão de amortecimento
ψ	[rad]	Ângulo de defasagem devido à hélice da fresa
Φ	[m/N]	Função transferência (função resposta em frequência, receptância)
ϕ	[rad]	Fase das vibrações
Ω	[rad/s]	Velocidade angular

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	29
1.1 OBJETIVOS DO TRABALHO	30
1.1.1 Objetivo Geral.....	30
1.1.2 Objetivos Específicos do Trabalho.....	31
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	33
2.1 Processo de Fresamento	33
2.2 Usinagem em Altas Velocidades.....	34
2.3 Tecnologia de Eixos-árvore, Sistemas de Fixação e Ferramentas para HSC.....	36
2.3.1 Eixos-árvore	36
2.3.2 Interface eixo-árvore-ferramenta de corte.....	37
2.4 Vibrações na Usinagem.....	39
2.5 Vibrações em Sistemas Discretos.....	41
2.6 Método de Elementos Finitos.....	52
2.6.1 Elementos finitos em problemas de vibrações	53
2.7 Modelos da Dinâmica do Processo de Fresamento	56
3 MATERIAIS E MÉTODOS	63
3.1 Máquina-ferramenta.....	63
3.2 Fresas.....	65
3.3 Porta-ferramentas	67
3.4 Martelo, Acelerômetro e Sistema de Aquisição de Dados	67
3.5 Metodologia Aplicada aos Ensaios	70
3.5.1 Procedimento para obtenção das frequências funções resposta em frequência (FRF) por teste de impacto	70
3.5.2 Procedimento de avaliação de quociente de amortecimento viscoso dos conjuntos.....	71
3.5.3 Procedimento para extração dos parâmetros modais.....	74
3.5.4 Procedimento de medição das peças	75
3.5.5 Procedimento de modelagem geométrica das peças e conjuntos ..	77
3.5.6 Procedimento de cálculo dos modos e frequências naturais de cada montagem pelo método de elementos finitos (MEF)	82
3.5.7 Procedimento de cálculo das funções resposta em frequência (FRF) de cada montagem pelo método de elementos finitos (MEF)	95
3.5.8 Procedimento de cálculo as curvas de lóbulos de estabilidade.....	97
4 ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	99
4.1 Montagens com a fresa Ø16,00 mm.....	99
4.1.1 Montagem com balanço L = 65 mm	99
4.2 Montagens com a fresa Ø 12,00 mm.....	109
4.2.1 Montagem com balanço L = 60 mm	109

4.2.2 Montagem com balanço $L = 72$ mm	113
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS	
FUTUROS	121
6 REFERÊNCIAS	123
ANEXO I	129
ANEXO II	131
ANEXO III	135

1 INTRODUÇÃO

O alto nível de competitividade vigente no mercado moderno tem conduzido a uma série de mudanças nos processos de manufatura. A realidade atual impõe condições como prazos cada vez menores para lançamento de novos produtos, reduzidos ciclos de vida e maior complexidade exigida para os produtos industriais. Isso tem motivado as empresas a buscarem novas soluções tecnológicas e organizacionais, para se manterem competitivas.

Em ambientes de manufatura, a usinagem em altas velocidades (HSC) surge com um potencial considerável para o aumento da qualidade e produtividade das empresas. Diversos setores industriais estão se beneficiando desta tecnologia, seja pela viabilização da fabricação de alguns componentes, pela mudança da estrutura dos sistemas de manufatura, com a adoção de sistemas mais ágeis e flexíveis, ou pela possibilidade de redução ou até eliminação de algumas etapas de fabricação. As indústrias aeronáutica e aeroespacial estão substituindo conjuntos formados pela montagem de chapas de metal por estruturas monolíticas obtidas através da usinagem HSC. A indústria automobilística está passando a utilizar sistemas de manufatura flexíveis e ágeis em substituição às linhas *transfer* tradicionais. As indústrias de produção de moldes e matrizes estão se beneficiando com a redução e até eliminação das operações finais de acabamento manual, produzindo superfícies usinadas muito próximas da precisão de forma requerida [1-3].

Conhecimentos sobre o comportamento dinâmico do sistema máquina-ferramenta-peça são fundamentais para viabilização e otimização da produção por HSC. O desenvolvimento da tecnologia de usinagem em altas velocidades tem sido limitado pelo desgaste excessivo das ferramentas de corte e limitações dos equipamentos, principalmente decorrente de instabilidades dinâmicas. A fixação de uma fresa em diferentes comprimentos em balanço resulta em diferentes valores para as frequências naturais e para a rigidez do sistema. Dependendo destas características e dos parâmetros de corte, vibrações regenerativas podem ocorrer durante o processo de usinagem, deteriorando o acabamento da superfície usinada e reduzindo a vida da ferramenta. Estas condições são frequentemente encontradas no

fresamento de paredes finas e na usinagem de moldes e matrizes, em função da utilização de ferramentas de grandes comprimentos para cavidades profundas. A determinação das condições de corte a serem empregadas tornou-se o foco de muitos trabalhos desenvolvidos atualmente. A otimização de processos com tecnologia HSC depende do conhecimento de vários fenômenos e do levantamento de uma série de informações [4-7].

O entendimento sobre as causas das vibrações no processo de usinagem e as soluções existentes para sua eliminação são condições fundamentais para que os objetivos de redução dos tempos de fabricação, melhoria da qualidade e aumento da produtividade sejam alcançados e que muitas máquinas disponíveis não sejam subutilizadas.

O presente trabalho visa analisar o comportamento dinâmico, obter as frequências naturais e as cartas de estabilidade de alguns sistemas compostos por eixo-árvore, sistema de fixação e ferramenta corte de máquinas para usinagem HSC, em busca de um maior entendimento dos fenômenos associados à dinâmica do fresamento em altas velocidades. Foram utilizadas técnicas de medição experimental de vibrações, simulação de vibrações por Elementos Finitos e métodos analíticos para obtenção das cartas de estabilidade dos conjuntos. Esse estudo poderá servir de orientação quanto aos passos necessários para desenvolvimento de análises similares.

Os capítulos 2 e 3 apresentam respectivamente os objetivos do trabalho e a revisão bibliográfica, onde são abordados aspectos gerais mostrando o estado da arte dos temas envolvidos. Os capítulos 4, 5 e 6 apresentam respectivamente os procedimentos experimentais, a discussão dos resultados e as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

1.1 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é a predição do comportamento dinâmico de sistemas compostos por eixo-árvore, sistema de fixação e ferramenta corte de máquinas para usinagem em altas velocidades, através de medições experimentais, simulações de vibrações por Elementos Finitos e métodos analíticos para obtenção das cartas de estabilidade. Esse estudo reuniu algumas técnicas que podem ser utilizadas na geração das informações necessárias ao entendimento dos fenômenos associados à dinâmica do fresamento a altas velocidades.

1.1.2 Objetivos Específicos do Trabalho

Como objetivos específicos deste trabalho, citam-se:

- Análise do comportamento dinâmico de sistemas compostos por eixo-árvore, sistema de fixação e ferramenta corte, para máquinas de usinagem em altas velocidades, utilizando métodos experimentais e ferramentas computacionais de auxílio ao projeto e à engenharia, baseadas no Método de Elementos Finitos;
- Aplicação do modelo proposto, através de estudos de caso realizados durante o trabalho de pesquisa;
- Geração das cartas de estabilidade dos conjuntos estudados para servirem de referência para de otimização de processos de usinagem.

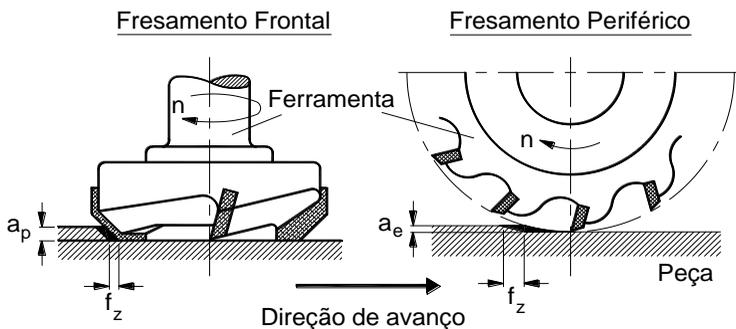
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PROCESSO DE FRESAMENTO

O processo de usinagem por fresamento é um dos mais universais e conhecidos, no qual a remoção de material da peça se realiza de forma interrompida, pelo movimento rotativo da ferramenta, geralmente multicortante, denominada fresa, onde cada gume da fresa remove uma porção de material da peça na forma de pequenos cavacos individuais. O movimento relativo de avanço entre a ferramenta de cote e a peça pode ser resultante apenas da movimentação da ferramenta sobre a peça ou da combinação de movimentos entre ferramenta e peça. As aplicações mais frequentes do processo incluem a produção de superfícies planas, rasgos, ranhuras, perfis, contornos, cavidades e roscas [8-10].

De acordo com a posição da ferramenta em relação à peça, os métodos de fresamento podem ser divididos em dois grupos principais: periférico ou tangencial, e frontal. Outros métodos de fresamento existentes podem ser considerados como variações do fresamento periférico ou frontal, dependendo do tipo de peça e ferramenta utilizadas.

Figura 2.1 - Fresamento frontal e fresamento periférico



- f_z Avanço por dente
- a_p Profundidade de corte
- a_e Penetração de trabalho

Fonte: Polli [7].

Dentre as possíveis variações no processo de fresamento, o fresamento de topo vem sendo utilizado em substituição a outros

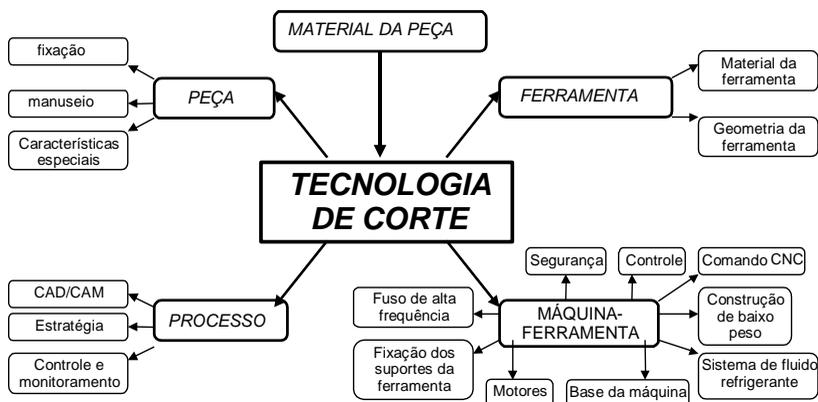
processos tradicionalmente empregados, em função da sua maior produtividade. As fresas de topo possuem gumes em sua periferia e em sua face, cortando, portanto, nessas duas regiões. O processo é utilizado na execução de formas livres, bem como na produção de ranhuras, cavidades, rebaixos, gravações e rasgos de diversos tipos e tamanhos.

Distinguem-se ainda o fresamento concordante e o fresamento discordante, em função da direção de corte e de avanço. No fresamento concordante os movimentos de corte e de avanço têm, em média, o mesmo sentido, iniciando-se o corte com a espessura máxima de cavaco. No fresamento discordante os movimentos de corte e avanço têm, em média, sentidos opostos, iniciando-se o corte com a espessura mínima de cavaco. No caso do eixo da fresa interceptar a peça, tem-se o fresamento concordante e discordante combinados. Isto ocorre geralmente nos processos de fresamento frontal e de topo [10].

2.2 USINAGEM EM ALTAS VELOCIDADES

A usinagem em altas velocidades é um conceito de processo que se caracteriza pelo aumento da velocidade de avanço, rotação e desempenho dinâmico. As profundidades de corte axial e radial e a espessura média do cavaco são mantidas em um patamar inferior às utilizadas em operações de usinagem convencional. Entretanto, as velocidades que podem ser atingidas dependem do material a ser usinado, tipo da operação de corte e da ferramenta de corte utilizada. O domínio da tecnologia de corte é a base para o desenvolvimento de todos os componentes envolvidos na HSC, envolvendo desde o desenvolvimento de ferramentas, como também no projeto dos componentes das máquinas-ferramenta e no próprio processo de corte [4, 11-16].

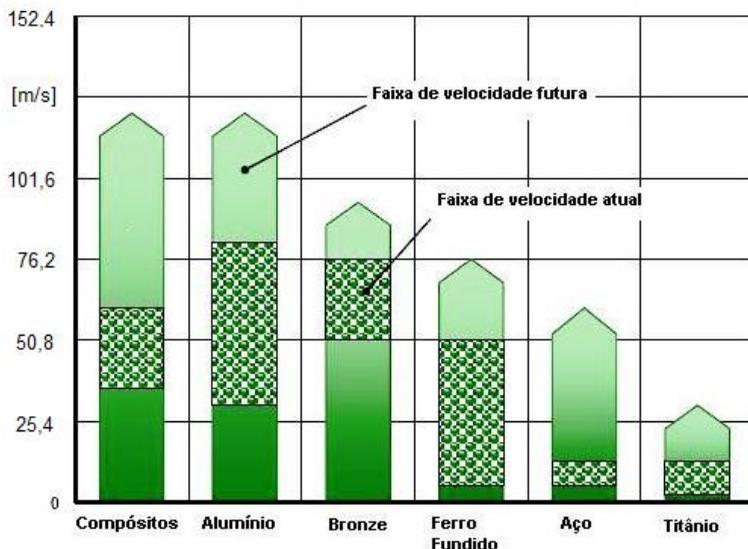
Figura 2.2 - Aspectos que interagem na aplicação da HSC



Fonte: Schultz [4].

A tecnologia de usinagem em altas velocidades, quando aplicada ao fresamento, é utilizada no desbaste e acabamento de materiais não-ferrosos, promovendo altas taxas de remoção de material, e no semi-acabamento e acabamento de materiais ferrosos, promovendo alta qualidade do acabamento superficial. A aplicação econômica da tecnologia HSC é determinada pela escolha correta da tecnologia de corte, avanços e velocidades de corte adequadas e ferramentas otimizadas. A figura abaixo mostra, para cada material a ser usinado, a faixa de operação econômica, que depende dos parâmetros de entrada do processo [11-16].

Figura 2.3 – Faixa de aplicação econômica na aplicação da HSC



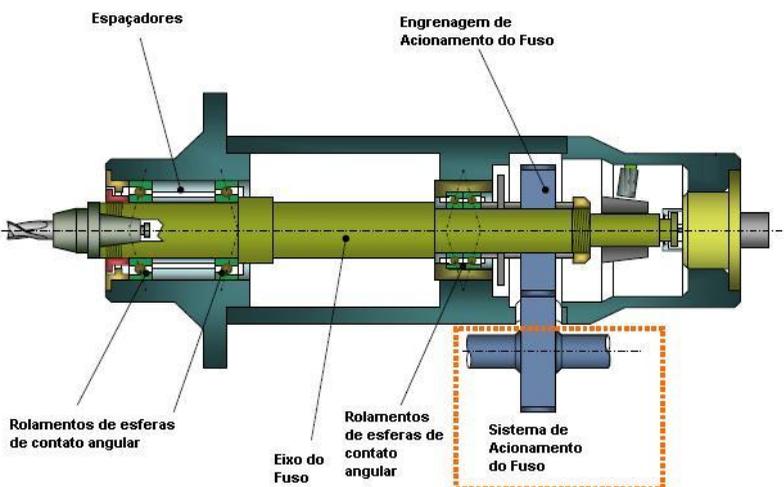
Fonte: Adaptado Badrawy [1].

2.3 TECNOLOGIA DE EIXOS-ÁRVORE, SISTEMAS DE FIXAÇÃO E FERRAMENTAS PARA HSC

2.3.1 Eixos-árvore

Os modelos de eixos-árvore são similares em seu projeto básico. Os mesmos são projetados para atender requisitos de potência, velocidade, precisão e rigidez necessários a uma determinada aplicação de usinagem. Os sistemas de eixos-árvores são constituídos por componentes e unidades necessárias para sua operação. O tipo de mancal empregado é de maior importância para os custos e propriedades de operação. Os mais utilizados na maioria das aplicações de usinagem são mancais de rolamento, enquanto que outros conceitos são usados somente para propósitos especiais. O tipo de mancal de rolamento mais empregado nos eixos-árvore é o de esferas de contato angular. As suas propriedades são determinadas pelo seu projeto e construção. Para velocidades extremamente elevadas, mancais híbridos são usados em conjunto com lubrificação por circulação de óleo [1, 7].

Figura 2.4 – Configuração típica de um eixo-árvore acionado por engrenagem



Fonte: Badrawy [1].

2.3.2 Interface eixo-árvore-ferramenta de corte

A interface entre a ferramenta e o fuso principal tem um significado especial na usinagem HSC, pois os resultados da usinagem em altas velocidades sofrem forte influência do sistema de fixação da ferramenta de corte, uma vez que está localizado diretamente no fluxo de força entre a peça e a máquina. Além das condições usuais de rigidez e requisitos gerais de corte, o sistema deve garantir ótimas condições geométricas (batimento, concentricidade) e possibilitar a troca rápida de ferramentas [17].

Os cones de flange do tipo V, utilizados na maioria das máquinas-ferramenta, apesar de serem mais aceitos na indústria, apresentam limitações em altas velocidades em função do alto peso e baixa rigidez. Os cones vazados HSK (“Hohlschaftkegel – Hollow Shank Taper”) possuem maior rigidez, menores pesos e melhor repetibilidade de posicionamento da ferramenta, sendo mais adequados para aplicações em altas velocidades. Os cones HSK ajustam, além da superfície do cone, também a face ao eixo-árvore, através de garras localizadas no seu interior. À medida que a velocidade aumenta, a força centrífuga faz com que as garras se expandam, pressionando o cone contra a parte interna do eixo-árvore, assegurando o contato. A interface

de cone de haste vazada representa um padrão muito bom para usinagem HSC [17-19]. A figura 2.5 mostra os dois sistemas.

Figura 2.5 - Comparação entre os cones ISO e HSK



Fonte: Badrawy e Fiedler [1, 17].

As pinças convencionais não são suficientemente rígidas e precisas para operações de usinagem de alto desempenho. Melhores resultados são obtidos com mandris hidráulicos, apenas para operações de acabamento, e mandris de contração térmica para acabamento e desbaste. Os mandris hidráulicos possuem uma bucha de dilatação cilíndrica deformável que se dilata de forma centralizada em direção ao eixo e fixa a ferramenta. Os sistemas de fixação por contração térmica trabalham segundo o princípio da dilatação térmica dos corpos. Este sistema apresenta excelente concentricidade e rigidez. Além disso, permite uma transmissão de torque máxima. Uma vantagem significativa dos mandris de contração térmica é que eles são perfeitamente simétricos, permitindo que sejam fabricados com níveis muito baixos de desbalanceamento [17-19].

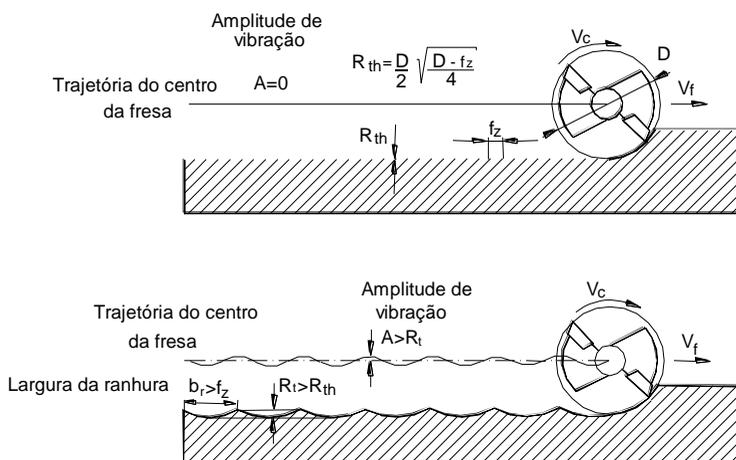
Para HSC, as forças centrífugas se tornam significativas e provocam tensões elevadas sobre as partes básicas da ferramenta e fixação do inserto [18]. Ferramentas inteiriças são mais resistentes às forças centrífugas, mas a maior parte da pesquisa na área envolve o uso de insertos intercambiáveis.

2.4 VIBRAÇÕES NA USINAGEM

As vibrações relativas entre a peça e a ferramenta, que surgem durante a operação de usinagem, exercem grande influência sobre os resultados do processo. Elas podem atingir níveis inaceitáveis, deteriorando o acabamento da superfície e comprometendo a vida da ferramenta. Estas condições são frequentemente encontradas no fresamento de paredes finas e em situações que requerem a utilização de ferramentas de grandes comprimentos para áreas profundas. O fresamento destes componentes é uma tarefa difícil, pois as forças de corte periódicas excitam a peça e a ferramenta estaticamente e dinamicamente, onde as deflexões estáticas produzem erros dimensionais e os deslocamentos dinâmicos prejudicam o acabamento superficial [20].

Um processo estável pode ser caracterizado relativamente por boa qualidade superficial e reduzido desgaste de ferramenta, enquanto que um instável associado a acabamento superficial deteriorado e desgastes pronunciados de ferramenta [4, 22, 23].

Figura 2.6 - Trajetória da ferramenta para processo sem e com vibração



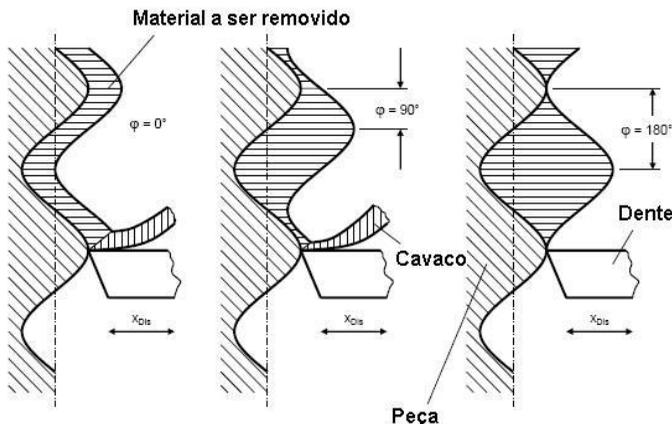
Fonte: Polli [7].

As vibrações podem ter origem em uma ou mais fontes: vibrações externas à máquina-ferramenta geralmente geradas por outros equipamentos (prensa, motores, compressores e outras máquinas

operatrizes), vibrações causadas pela máquina-ferramenta e vibrações geradas pela própria usinagem, pela falta de homogeneidade da peça ou pelo corte interrompido [21, 22].

O interesse principal do presente trabalho está nas vibrações regenerativas ou autoexcitadas, causadas por forças geradas durante o corte do material pela ferramenta. Elas resultam de um mecanismo de autoexcitação na geração da espessura do cavaco durante as operações de usinagem, onde um dos modos de vibração do sistema máquina-ferramenta-peça é excitado pelas forças de corte. Uma superfície ondulada resultante da passagem de um dente é removida pelo dente subsequente. Dependendo da diferença de fase entre duas ondulações sucessivas as vibrações podem ser atenuadas ou ampliadas. As vibrações crescentes elevam as componentes da força de usinagem e podem provocar desgaste excessivo ou quebra da ferramenta. As vibrações autoexcitadas podem ser causadas por acoplamento de modos ou regeneração da espessura do cavaco. As vibrações devido ao acoplamento de modos ocorrem quando há vibrações nas duas direções do plano de corte. As vibrações regenerativas resultam da diferença de fase entre as ondas de vibração deixadas em ambos os lados do cavaco [33]. O efeito regenerativo é mostrado na figura 2.7.

Figura 2.7 - Efeito regenerativo



Fonte: Tobias [33].

Com o objetivo de facilitar a leitura e apresentar um texto mais completo em relação aos conceitos envolvidos, dedica-se a próxima seção à apresentação de alguns temas que serão posteriormente

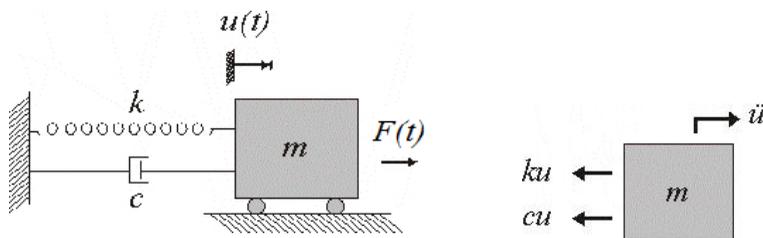
utilizados no foco tecnológico desse trabalho. Destaca-se, no entanto, que esses aspectos formais de dinâmica são clássicos, podendo ser vistos com detalhes nas referências [22-27]. Destaca-se também que esses elementos estão restritos à formulação de dinâmica linear, isto é, a sistemas onde deslocamentos, deformações e equações constitutivas do material têm comportamentos lineares.

2.5 VIBRAÇÕES EM SISTEMAS DISCRETOS

A figura 2.8 mostra uma estrutura simples com um grau de liberdade que pode ser modelada pela combinação de elementos como: massa (m), mola (k) e amortecimento (c). Quando uma força externa $F(t)$ é aplicada na estrutura, seu movimento é descrito pela seguinte equação diferencial:

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) = F(t). \quad (1)$$

Figura 2.8 - Representação do sistema com um grau de liberdade



Fonte: Do autor.

Esta é uma equação diferencial linear, ordinária de coeficientes constantes m , c e k , que define as características do sistema em questão.

Caracteriza-se como “vibrações livres” quando o sistema se move em ausência de força de excitação, ou seja, quando na equação (1) se tem $F(t) = 0$ para todo $t > 0$. Nessa condição a equação (1) apresenta-se na sua forma homogênea.

É comum se reescrever a equação (1) em sua forma homogênea como:

$$\ddot{u}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{u}(t) + \omega_n^2u(t) = 0 \quad (2)$$

onde

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

é a frequência natural do sistema e

$$\zeta = c / 2\sqrt{km} \quad (4)$$

é o chamado quociente de amortecimento viscoso. O denominador da fórmula do quociente de amortecimento viscoso, $c_c = 2\sqrt{km}$, é denominado coeficiente de amortecimento crítico.

A amplitude das vibrações decai com o tempo em função da constante de amortecimento do sistema. A frequência das vibrações é dominada pela rigidez e pela massa e é pouco influenciada pela constante de amortecimento viscoso, que é muito pequena em estruturas mecânicas. Quando a constante de amortecimento é nula ($c=0$), o sistema oscila harmonicamente ou com amplitude constante na sua frequência natural ω_n .

A frequência natural amortecida da estrutura é definida por:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (5)$$

A solução desse tipo de problema é conhecida e tem a forma abaixo:

$$u(t) = \left[A_1 e^{(\sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} + A_2 e^{(-\sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} \right] e^{-\zeta\omega_n t} \quad (6)$$

Dependendo do valor do quociente de amortecimento viscoso ζ , o sistema terá comportamentos diferenciados. Se o amortecimento ζ do sistema for menor que a unidade, é denominado amortecimento subcrítico e a solução é oscilatória com a forma

$$u(t) = \left[A_1 e^{i\omega_d t} + A_2 e^{-i\omega_d t} \right] e^{-\zeta\omega_n t} \quad (7)$$

Usando as formas polares e algumas relações trigonométricas a equação (7) pode ser posta em formas mais convenientes, como:

$$u(t) = e^{-\zeta\omega_n t} (B_1 \cos \omega_d t + B_2 \text{sen} \omega_d t), \text{ ou} \quad (8)$$

$$u(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} \cos(\omega_d t - \theta). \quad (9)$$

Na maioria das estruturas metálicas se observa que, para o quociente de amortecimento viscoso, tem-se $\zeta < 0,05$ [23].

O quociente de amortecimento viscoso ζ tem significado físico definido. Considerando um sistema com amortecimento subcrítico, o termo exponencial da solução é responsável pela redução das amplitudes de oscilação ao longo do tempo. Quanto maior o quociente de amortecimento ζ , mais rápida a redução das amplitudes. Os picos de amplitude ocorrem quando $\cos(\omega_d t - \theta)$ atinge valor +1. Considere dois picos quaisquer separados por n ciclos de oscilação. A relação entre esses picos de amplitude é obtida através da equação (9):

$$\frac{u_p}{u_{p+n}} = \frac{e^{-\zeta\omega_n t_p}}{e^{-\zeta\omega_n t_{p+n}}} = e^{\frac{2n\pi\zeta\omega_n}{\omega_d}}. \quad (10)$$

Define-se por decaimento logarítmico δ como:

$$\delta_n = \ln \frac{u_p}{u_{p+n}} = \frac{2n\pi\zeta\omega_n}{\omega_d} = \frac{2n\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}, \quad (11)$$

que representa a porcentagem de decaimento das amplitudes após n ciclos.

A equação (11) é a base de uma forma experimental de determinação do quociente de amortecimento viscoso ζ de estruturas. Denomina-se “método do decaimento em vibrações livres”, e consiste de se colocar a estrutura em vibrações livres e medir a amplitude do movimento em um intervalo de n ciclos. O quociente de amortecimento viscoso ζ é determinado conforme equação abaixo:

$$\zeta = \frac{\delta_n}{\sqrt{\delta_n^2 + (2\pi n)^2}}. \quad (12)$$

Nos processos de usinagem as excitações externas são geralmente periódicas, mas não harmônicas [19, 23]. Por outro lado, qualquer força periódica pode ser representada por suas componentes harmônicas. As forças de fresamento, que são periódicas com a frequência de passagem dos dentes, podem ser representadas pelas componentes da série de Fourier.

No caso de existir carregamento harmônico, este tem a forma $F(t) = kg(t) = kF_0e^{i\omega t}$, com amplitude constante igual a kF_0 , onde F_0 é um valor complexo, e frequência constante igual a ω . Neste caso, a equação do movimento fica:

$$\ddot{u}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{u}(t) + \omega_n^2u(t) = \omega_n^2F_0e^{i\omega t}. \quad (13)$$

A resposta harmônica correspondente, em regime permanente, é $u(t) = Xe^{i\omega t}$, onde X é a amplitude do movimento. A amplitude X também é um número complexo. A natureza complexa tanto de X quanto de F_0 leva em conta a defasagem de ambas em relação a um tempo de referência ou posição angular em um plano complexo [24]. Os valores de X e do ângulo de fase da resposta θ em relação ao carregamento são respectivamente:

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}, \text{ e} \quad (14)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{-2\zeta r}{1-r^2}, \quad (15)$$

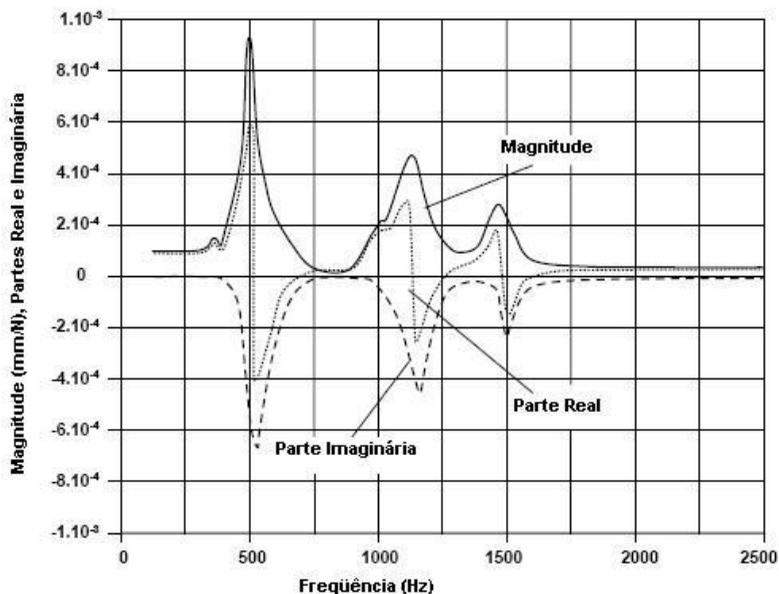
onde a relação entre a frequência de excitação e a frequência natural é $r = \omega/\omega_n$. Observa-se que a amplitude X é uma função da frequência do movimento, $X = X(\omega)$.

O quociente entre X e o deslocamento estático, kF_0/k , denomina-se função transferência, função resposta em frequência ou receptância da estrutura, sendo definido como:

$$|\Phi(\omega)| = \left| \frac{X}{F_0} \right| = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}. \quad (16)$$

A função transferência $\Phi(\nu)$ pode ser separada em componentes real $\text{Re}[\Phi]$ e imaginária $\text{Im}[\Phi]$ de (X/F_0) [24]. As partes imaginária e real da função transferência são mostradas na figura 2.9.

Figura 2.9 - Partes imaginária e real da função transferência

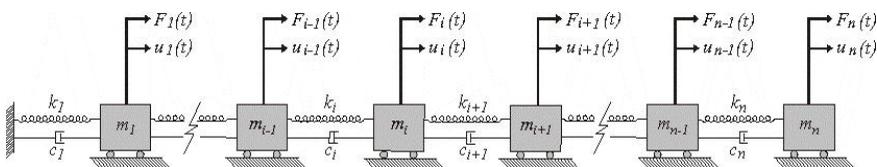


Fonte: Tobias [33].

A razão de amortecimento, rigidez e frequência natural podem ser estimadas a partir da função transferência.

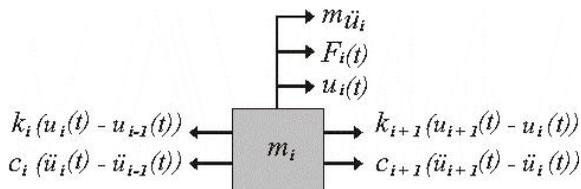
No caso de sistemas com múltiplos graus de liberdade a equação de movimento (1) se transforma em um sistema de equações diferenciais. Como exemplo, no caso do sistema ilustrado na figura 2.10, tem-se um conjunto de massas discretas unidas por molas e amortecedores.

Figura 2.10 - Modelo discretizado de um corpo



Fonte: Do autor.

Figura 2.11 - Diagrama de corpo livre da massa \$m_i\$



Fonte: Do autor.

A figura 2.11 representa um diagrama de corpo rígido de uma massa genérica \$m_i\$, onde atuam forças externas \$F_i(t)\$ e forças internas devidas aos deslocamentos relativos às outras massas. Pela segunda lei de Newton, a resultante de todas essas forças deve ser igual à força de inércia \$m_i \ddot{u}_i\$. Então a equação do movimento para uma massa \$m_i\$ interna qualquer é a seguinte:

$$m_i \ddot{u}_i(t) - C_{i+1} \dot{u}_{i+1}(t) + (C_i + C_{i+1}) \dot{u}_i(t) - C_i \dot{u}_{i-1}(t) - K_{i+1} u_{i+1}(t) + (K_i + K_{i+1}) u_i(t) - K_i u_{i-1}(t) = F_i(t) \quad (17)$$

Pode-se expandir e colocar na forma matricial as n equações do sistema, obtendo-se a expressão clássica:

$$M \ddot{u}(t) + C \dot{u}(t) + K u(t) = F(t), \quad (18)$$

onde M, C e K são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, todas simétricas. A matriz de massa M quando obtida de modelos discretos, como o exemplo acima, tem uma forma diagonal. Por outro lado, quando a matriz massa é obtida a partir da discretização

de sistemas contínuos (por exemplo, usando o método de elementos finitos) é simétrica, mas não diagonal. Neste caso se denomina matriz de massa consistente. Existem diversas técnicas para diagonalizá-la caso seja necessário. A expressão (18) na forma matricial expandida é mostrada abaixo.

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} m_1 & & & \\ & m_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & m_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \vdots \\ \ddot{u}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (C_1 + C_2) & -C_2 & & \\ -C_2 & (C_2 + C_3) & -C_3 & \\ & -C_3 & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \\ \vdots \\ \dot{u}_n \end{bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} (K_1 + K_2) & -K_2 & & \\ -K_2 & (K_2 + K_3) & -K_3 & \\ & -K_3 & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \vdots \\ F_n(t) \end{bmatrix} \quad (19)
 \end{aligned}$$

Os problemas de vibrações estruturais podem ser classificados em três grandes tipos: determinação de frequências e modos naturais, análise de resposta temporal e análises de resposta em frequências [26]. O interesse desse trabalho está na determinação das frequências e modos naturais de vibração e na determinação das funções de resposta em frequência dos conjuntos para excitações harmônicas.

Inicialmente será feita uma breve revisão dos conceitos de frequências e modos naturais. Considerando um sistema com vibrações livres não amortecidas, a equação do movimento fica:

$$M\ddot{u}(t) + Ku(t) = 0. \quad (20)$$

Um sistema com n graus de liberdade tem n modos próprios: $\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_n$, linearmente independentes que formam uma base. Uma classe de solução para o problema dinâmico tem a seguinte forma:

$$u(t) = \phi q(t). \quad (21)$$

A solução expressa dessa forma resulta em n incógnitas que são constantes, as componentes de ϕ , e apenas uma função incógnita

dependente do tempo, $q(t)$. Substituindo (21) na equação em (20) tem-se:

$$M\phi\ddot{q}(t) + K\phi q(t) = 0. \quad (22)$$

Considerando $q(t) \neq 0$ para qualquer valor de t , podemos dividir a equação (22) por $q(t)$, obtendo

$$[K - \omega^2 M]\phi = 0, \quad (23)$$

que configura o clássico problema de valores e vetores próprios, aqui representando frequências ω e modos naturais de vibração ϕ respectivamente. O par $(\omega_j; \phi_j)$ é denominado autopar.

A determinação da solução deste problema pode ser feita através de diversos métodos disponíveis na literatura. O método da iteração subespacial e o método de Lanczos são possivelmente os mais utilizados para sistemas com grande número de graus de liberdade. Esses métodos buscam a determinação de um número pequeno de autopares, m , com $m \ll n$. Este número pequeno deve sempre permanecer dentro do limite de uso dos métodos "algébricos" como Jacobi e outros. Em geral isto é amplamente conseguido, uma vez que em dinâmica estrutural quase sempre o interesse e a necessidade recaem apenas sobre os primeiros auto-pares. A decisão sobre o número de modos a serem extraídos depende da faixa de frequência em observação.

Uma propriedade importante dos autovetores é a sua ortogonalidade:

$$\phi^{iT} M \phi^j = 0, \text{ para } \forall i \neq j, \text{ se } \omega_i \neq \omega_j; \text{ e} \quad (24)$$

$$\phi^{iT} K \phi^j = 0, \text{ para } \forall i \neq j, \text{ se } \omega_i \neq \omega_j. \quad (25)$$

Por outro lado, um modo de vibração ϕ_i tem significado em termos de forma, mas não em termos de amplitude. Por isso os autovetores são normalizados de tal forma que:

$$\phi^{iT} M \phi^j = 1, \text{ para } i = j; \text{ e} \quad (26)$$

$$\phi^{iT} K \phi^j = \omega_i^2, \text{ para } i = j. \quad (27)$$

Dessa forma, o conjunto de autovetores é dito um conjunto ortonormal, ou seja, todos os autovetores são ortogonais entre si e possuem norma unitária, com relação ao produto que envolve a matriz M .

As relações (24), (25), (26) e (27) podem ser colocadas em forma matricial. Para isso define-se a chamada matriz modal ϕ , de dimensão $n \times n$, em que cada coluna é composta por um dos autovetores do problema:

$$\phi = [\phi_1 \ \phi_2 \ \cdots \ \phi_n]. \quad (28)$$

A relação de ortonormalidade pode ser colocada na forma matricial como:

$$\phi^T M \phi = I \text{ e } \phi^T K \phi = \Lambda^2, \quad (29)$$

onde I é uma matriz identidade de ordem $n \times n$ e Λ^2 é uma matriz diagonal composta pelos autovalores:

$$\Lambda^2 = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & & \\ & \omega_2^2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \omega_n^2 \end{bmatrix}. \quad (30)$$

A condição de ortonormalidade do conjunto de autovetores faz que estes constituam uma base do espaço de dimensão finita n -dimensional. Assim, da teoria de álgebra linear tem-se então que u pode ser escrito como uma combinação linear dos vetores modais ϕ_i :

$$u = \sum_{i=1}^n d_i \phi_i = d \phi, \quad (31)$$

onde ϕ é a matriz modal definida pela equação (28) e d é o vetor coluna composto pelos n coeficientes d_i . A expressão (31) é a base do método de decomposição modal que consiste em transformar o sistema acoplado (18) em outro desacoplado, onde cada equação representa um sistema dinâmico de um único grau de liberdade.

Considerando o sistema geral (18) e um carregamento do tipo $F(t) = kg(t) = kF_0 e^{j\omega t}$, com amplitude constante dada pelo vetor kF_0 e frequência ν . A solução proposta para esse sistema será a mesma proposta anteriormente, $u(t) = \phi q(t)$ onde $q(t) = X e^{j\omega t}$, e X é um vetor complexo. Substituindo a solução proposta em (18), pré-multiplicando o sistema por ϕ^T e considerando as propriedades de ortonormalidade da base, o sistema fica

$$I \ddot{q}(t) + c \dot{q}(t) + \Lambda^2 q(t) = f(t), \quad (32)$$

onde:

$$c = \phi^T C \phi, \quad e \quad (33)$$

$$f(t) = \phi^T F(t). \quad (34)$$

Sendo c e Λ^2 matrizes diagonais, este é um conjunto de n equações diferenciais ordinárias, homogêneas, com coeficientes constantes, desacoplado, cuja solução q_i , para cada modo i é dada por:

$$q_i(t) = \frac{f_i / \omega_i^2}{\sqrt{(1 - r_i^2)^2 + (2\zeta_i r_i)^2}} \text{sen}(\nu t + \theta_i), \quad (35)$$

Onde

$$\theta_i = \tan^{-1} \frac{-2\zeta_i r_i}{1 - r_i^2}, \quad (36)$$

com $r_i = \nu / \omega_i$ e a frequência de excitação ν a mesma para todos os modos i . Como os ângulos de fase θ_i , relativos aos carregamentos f_i ,

são diferentes para os diferentes modos, torna-se necessária a realização de uma varredura em um ciclo completo para a determinação do máximo valor de q_i no ciclo. Uma vez obtida a solução para cada sistema unidimensional q_i , um valor aproximado para o deslocamento em coordenadas físicas u é obtido usando a expressão (31). O valor de u é aproximado porque, para diferentes graus de liberdade, as máximas amplitudes podem ocorrer em tempos diferentes durante o ciclo. Deve-se considerar também que, em problemas de dinâmica estrutural, a resposta desejada corresponde aos primeiros modos de vibração. Neste caso, a reconstrução da resposta pode ser obtida utilizando um número de modos normalmente muito inferior ao número de graus de liberdade da estrutura. O número de modos utilizado depende da frequência de análise desejada no sistema.

Os gráficos de resposta em frequência, em geral, são plotagens dos valores máximos de alguma resposta (deslocamento, velocidade ou aceleração) em função da frequência de excitação, para um grau de liberdade. Frequentemente os eixos das ordenadas dos gráficos de resposta em frequência para deslocamentos são apresentados na forma de um fator de ampliação $S = S(\omega_i)$, que multiplica a resposta estática. Para resposta de deslocamentos tem-se:

$$S_i = \frac{u_{m\acute{a}x}}{u_{est\acute{a}tico}}, \quad (37)$$

na frequência ω_i . O deslocamento máximo em coordenadas físicas u_{max} é obtido através da equação (31). O deslocamento estático $u_{est\acute{a}tico}$, independente da frequência natural ω_i , é definido como $u_{est\acute{a}tico} = kF_0/k$. Com os eixos das ordenadas dos gráficos de resposta em frequência para deslocamentos apresentados na forma de um fator de ampliação, a magnitude da força de excitação F deixa de ter importância, sendo importante apenas sua variação no tempo.

Os gráficos de resposta em frequência para um grau de liberdade são aplicados também para sistemas de múltiplos graus de liberdade quando excitados pela mesma força harmônica, baseado na proposição que cada modo da estrutura se assemelha a um grau de liberdade. Com

isso, sendo q_i a coordenada modal do modo i e u o deslocamento em coordenadas físicas para um grau de liberdade, tem-se:

$$S_i = \frac{u_{máx}}{u_{estático}} = \frac{q_{i\max}}{q_{i\text{estático}}} = \frac{q_{i\max}}{f_{i\max}/\omega_i^2} = \frac{1}{\sqrt{(1-r_i^2)^2 + (2\zeta_i r_i)^2}}. \quad (38)$$

Uma vez obtida a solução para cada modo S_i , com a frequência de excitação ν a mesma para todos os modos i , um valor aproximado para o fator de ampliação S é obtido usando a expressão abaixo:

$$\Phi \approx \sum_{i=1}^n S_i \phi_i. \quad (39)$$

A determinação de S_i e Φ pode ser feita para diversos valores de frequência de excitação ν , permitido assim a plotagem dos gráficos de resposta em frequência.

2.6 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é uma técnica numérica utilizada na determinação de soluções aproximadas de equações diferenciais que descrevem um problema no espaço físico dimensional. Consiste em transformar o dado sistema diferencial num sistema aproximado de equações algébricas. Em outras palavras, faz-se a aproximação do meio contínuo por um modelo discreto. A base do MEF consiste na utilização de funções de forma definidas em sub-regiões do domínio (chamadas de elementos) cuja combinação por parâmetros a determinar aproximam a solução exata do problema [26-31].

O MEF permite o desenvolvimento de diferentes tipos de análises, dependendo do tipo de fenômeno que se deseja analisar ou do comportamento das equações envolvidas. O interesse desse trabalho se concentra em análises dinâmicas, em particular vibrações, onde os carregamentos envolvidos variam com o tempo de forma a que a inércia da estrutura tenha influência na resposta do sistema em estudo. Quanto à natureza do carregamento e tipo de informação que se deseja, diferentes tipos de análise dinâmica podem ser realizadas. Um deles é a análise modal, na qual na ausência de carregamento externo, obtêm-se as

frequências naturais e modos de vibração da estrutura, detectando-se assim as regiões mais flexíveis, e as possíveis frequências críticas. Um outro tipo é a análise harmônica, onde são obtidas respostas em regime permanente de estruturas submetidas a carregamentos harmônicos. Carregamentos cíclicos ocorrem, por exemplo, em máquinas de movimento rotativo e alternativo. Caso deseja-se a resposta da estrutura para várias frequências, o processo é repetido para um espectro de frequências, resultando em gráficos de deslocamento, velocidade, aceleração ou tensão versus frequência [26, 27]. Outros tipos de análises também são possíveis, como análises transitórias ou randômicas, mas esses não são pontos de interesse do presente trabalho.

2.6.1 Elementos finitos em problemas de vibrações

Apresenta-se a seguir a obtenção do problema algébrico definido pela equação (18), pelo método de elementos finitos, envolvendo o processo geral de obtenção das matrizes M , C e K na discretização de um corpo sólido.

O processo de determinação do sistema discreto de equações de movimento em um caso dinâmico é análogo ao usado na determinação do sistema discreto de equações de equilíbrio em um caso estático. Em ambos os casos parte-se do Princípio dos Trabalhos Virtuais.

Considerando-se um problema de um corpo sujeito a uma carga de superfície $f(t)$ e cargas de corpo $b(t)$ distribuídas ao longo do volume. Destaca-se que as cargas são funções dos pontos de aplicação e do tempo. A equação diferencial de movimento do sistema é dada por [26]:

$$\operatorname{div} \sigma(t) + b(t) = \rho \ddot{u}(t) + c \dot{u}(t), \text{ no interior } \Omega; \quad (40)$$

$$\sigma(t)n = f(t), \text{ na fronteira } \Gamma_f; \quad (41)$$

$$u = \bar{u}(t), \text{ na fronteira } \Gamma_u. \quad (42)$$

Nesse modelo, admite-se a existência de um termo dissipativo linear com a velocidade. Em forma equivalente, essa equação diferencial pode ser expressa em termos de uma equação integral ou variacional, adequada para sua solução via Elementos Finitos. Esta equação é conhecida como Princípio dos Trabalhos Virtuais.

A solução do problema consiste em determinar uma função vetorial $u(x, y, z, t)$ que satisfaz a expressão do Princípio dos Trabalhos Virtuais:

$$\int_{\Omega} \sigma(u) \varepsilon(\hat{u}) d\Omega + \int_{\Omega} c \dot{u} \hat{u} d\Omega + \int_{\Omega} \rho \ddot{u} \hat{u} d\Omega = \int_{\Omega} b \hat{u} d\Omega + \int_{\Gamma_f} f \hat{u} d\Gamma_f$$

$$, \forall \hat{u} \in Var . \quad (43)$$

Na expressão acima, $u(x, y, z, t)$ representa os deslocamentos reais nos pontos do corpo, $\dot{u}(x, y, z, t)$ e $\ddot{u}(x, y, z, t)$ representam respectivamente as velocidades e as acelerações reais nos mesmos pontos, $\hat{u}(x, y, z, t)$ os deslocamentos virtuais nos pontos do corpo, $\sigma(u)$ representa as tensões associadas aos deslocamentos reais, $\varepsilon(\hat{u})$ as deformações associadas aos deslocamentos virtuais, c representa o cociente de amortecimento viscoso, ρ a densidade do corpo, Ω o volume e Γ_f a superfície externa do corpo.

O tratamento por elementos finitos consiste ainda em aproximar a função vetorial u por funções de interpolação definidas numa partição do corpo denominada de malha de elementos. A proposta de aproximação das soluções $u(x, y, z, t)$ através de funções de interpolação é apresentada a seguir:

$$u(x, y, z, t) = \begin{bmatrix} u_x(x, y, z, t) \\ u_y(x, y, z, t) \\ u_z(x, y, z, t) \end{bmatrix} = \underbrace{N(x, y, z)}_{\text{Funções de interpolação}} \underbrace{U(t)}_{\text{Vetor de Parâmetros}} \quad (44)$$

As deformações $\varepsilon(\hat{u})$ indicadas na equação (43) são obtidas através das derivadas dos deslocamentos. Desta forma tem-se:

$$\varepsilon(u) = Du = DNU = BU , \quad (45)$$

$$\varepsilon(\hat{u}) = D\hat{u} = DN\hat{U} = B\hat{U} , \quad (46)$$

$$\sigma(u) = E\varepsilon(u) = EBU, \quad (47)$$

onde U é o vetor com os deslocamentos reais nos pontos do corpo, \hat{U} é o vetor com os deslocamentos virtuais, D é um operador linear para diferenciação, N é a matriz contendo as funções de interpolação, B é a matriz resultante da combinação do operador linear D com a matriz N e E é o tensor de elasticidade de Cauchy.

Levando-se essas expressões ao Princípio do Trabalho Virtual da equação (24):

$$\begin{aligned} & \int_{\Omega} EBU \cdot B\hat{U} d\Omega + \int_{\Omega} c\dot{N}U \cdot N\hat{U} d\Omega + \int_{\Omega} \rho N\ddot{U} \cdot N\hat{U} d\Omega \\ & = \int_{\Omega} bN\hat{U} d\Omega + \int_{\Gamma_f} fN\hat{U} d\Gamma_f, \quad \forall \hat{U} \text{ arbitrário.} \quad (48) \end{aligned}$$

Operando algebricamente a equação (29):

$$\left\{ \begin{aligned} & \left[\int_{\Omega} \overbrace{B^T E B d\Omega}^K \right] U + \left[\int_{\Omega} \overbrace{c N^t N d\Omega}^C \right] \dot{U} + \left[\int_{\Omega} \overbrace{\rho N^t N d\Omega}^M \right] \ddot{U} \\ & - \left[\int_{\Omega} \overbrace{N^T b d\Omega + \int_{\Gamma_f} N^T f d\Gamma_f}^F \right] \hat{U} = 0 \end{aligned} \right. \quad (49)$$

Como \hat{U} é arbitrário, tem-se que:

$$KU + C\dot{U} + M\ddot{U} = F, \quad (50)$$

onde M , C e K são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, já mencionadas na seção 2.6. Observe-se que o MEF é utilizado para transformar o sistema contínuo em um sistema discreto equivalente, cujo tratamento segue os mesmos princípios utilizados na seção 2.5.

Um ponto importante a destacar é a construção da matriz C . Neste trabalho foi utilizada uma análise via decomposição modal, o que permite a introdução de fatores de amortecimento para cada modo de vibração individualmente. Estes valores foram identificados a partir de análise experimental.

2.7 MODELOS DA DINÂMICA DO PROCESSO DE FRESAMENTO

Muitos trabalhos de pesquisa já foram desenvolvidos na área de estabilidade nos processos de fresamento. Esforços iniciais de pesquisa conduziram aos modelos matemáticos do processo e ao desenvolvimento de cartas gráficas, chamadas geralmente como diagramas de lóbulo da estabilidade, que representam de forma compacta informações de estabilidade em função de parâmetros de controle, como profundidade de corte e velocidade de corte [32-36]. Estes estudos conduziram ao entendimento dos mecanismos envolvidos no crescimento das vibrações autoexcitadas devido à modulação da espessura instantânea do cavaco, variação da força de corte, e subsequente vibração da ferramenta. Muitos esforços subsequentes de pesquisa resultaram no aumento significativo das taxas de remoção de material (MRR), tendo contribuído para isso a utilização dos diagramas de lóbulo de estabilidade, o desenvolvimento de máquinas ferramentas para altas velocidades (HSC) e o desenvolvimento de novos materiais utilizados em ferramenta de corte.

Os diagramas de lóbulos de estabilidade são desenvolvidos selecionando os parâmetros do corte, que incluem os coeficientes específicos da energia do corte do processo, imersão radial e a característica dinâmica do sistema (refletida na ponta da ferramenta de corte), e processando o algoritmo da simulação selecionado. Geralmente a função resposta em frequência (FRF) de um ponto localizado na ponta da ferramenta é obtida através de um teste de impacto, onde um martelo instrumentado é usado para excitar o ponto localizado na extremidade da ferramenta, e a resposta é medida usando um transdutor apropriado (frequentemente um acelerômetro de massa reduzida) [42].

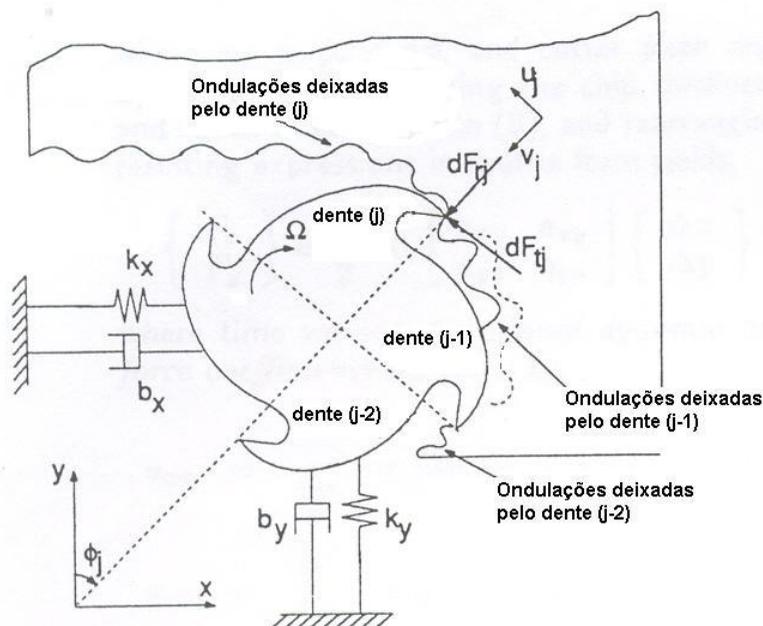
Os métodos de análise da estabilidade do processo de fresamento desenvolvidos por alguns pesquisadores estão disponíveis na literatura [37-41]. O método proposto por Altintas e Budak [41] transforma analiticamente as equações da dinâmica do fresamento, que são dependentes do tempo, em um sistema dependente da imersão radial, não tendo o tempo como variável. Os coeficientes dependentes do tempo das equações da dinâmica do fresamento, que depende da orientação angular da ferramenta de corte, são expandidos em séries de Fourier, e em seguida truncados para incluir somente valores médios.

Já é sabido que muitos métodos utilizados para predição do comportamento dinâmico de sistemas compostos por eixos-árvores, sistemas e fixação e ferramentas de corte apresentam limitações, por não considerarem as variações na dinâmica dos sistemas em função da

rotação. Mudanças significativas ocorrem no comportamento dinâmico de um sistema quando o mesmo é submetido a altas rotações. Já existem métodos experimentais para predição de condições estáveis de corte considerando a dinâmica do sistema em rotação [43]. O presente trabalho não utilizará tais metodologias, em função das características dos recursos disponíveis para realização dos ensaios experimentais e simulações numéricas.

As ferramentas de corte podem ser consideradas como tendo dois graus de liberdade ortogonais como mostrado na figura 2.12, com um número N de dentes e o ângulo da hélice igual e zero.

Figura 2.12 - Modelo dinâmico de uma fresa com dois graus de liberdade



Fonte: Altintas e Budak [41].

As forças de corte excitam a estrutura nas direções normais (X) e (Y), causando deslocamentos dinâmicos x e y respectivamente. Os deslocamentos dinâmicos são causados pelo giro do dente (j) na direção radial ou da espessura do cavaco, com a transformação coordenada de $v_j = -x \sin(\phi_j) - y \cos(\phi_j)$, onde ϕ_j é a imersão angular instantânea

do dente (j) medida no sentido horário da linha central (Y) normal. Se o eixo do cabeçote girar em uma velocidade angular de Ω (rad/s), o ângulo da imersão varia com o tempo como $\phi_j(t) = \Omega t$. A frequência de passagem dos dentes é definida como $f_d = N\Omega$ e o período como $\tau = 1/f_d$. A espessura resultante do cavaco consiste na parte de estática ($s_t \text{sen}(\phi_j)$), que é devida ao movimento do corpo rígido da ferramenta de corte, e no componente dinâmico causado pelas vibrações da ferramenta nos períodos atuais e precedentes do dente. Desde que a espessura do cavaco seja medida na direção radial (v_j), a espessura total instantânea do cavaco pode ser expressa por,

$$h(\phi_j) = [s_t \text{sen} \phi_j - (\Delta x \text{sen} \phi_j + \Delta y \cos \phi_j)] g(\phi_j), \quad (51)$$

onde o s_t é a taxa de alimentação por dente,

$$\begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x(t - \tau) - x(t) \\ y(t - \tau) - y(t) \end{pmatrix} \quad (52)$$

e

$$g(\phi_j) = \begin{cases} 1, & \phi_{st} < \phi_j < \phi_{ex} \\ 0, & \phi_j < \phi_{st} \text{ ou } \phi_j > \phi_{ex} \end{cases}, \quad (53)$$

onde ϕ_{st} , ϕ_{ex} são ângulos de entrada e de saída da ferramenta de corte, respectivamente. O componente estático da espessura do cavaco ($s_t \text{sen}(\phi_j)$) pode ser retirado das expressões porque não tem influência sobre o mecanismo dinâmico de regenerativo de formação do cavaco. A espessura instantânea do cavaco pode ser expressa por,

$$h(\phi_j) = [\Delta x \text{sen} \phi_j + \Delta y \cos \phi_j] g(\phi_j). \quad (54)$$

As forças de corte tangencial (F_{tj}) e radial (F_{rj}) que agem no dente (j) são proporcionais à profundidade axial do corte (a_p) e a espessura do cavaco ($h(\phi_j)$),

$$F_{tj} = K_t a_p h(\phi_j), \quad F_{rj} = K_r F_{tj}, \quad (55)$$

onde os coeficientes de corte K_t e K_r são constantes. Decompondo as forças de corte nas direções (X) e (Y) e somando-as para todos os dentes, determinam-se as forças resultantes nas fresas:

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = \sum_{j=1}^N \begin{pmatrix} \cos \phi_j & \text{sen} \phi_j \\ -\text{sen} \phi_j & \cos \phi_j \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{tj} \\ F_{rj} \end{pmatrix}. \quad (56)$$

Substituindo a expressão da espessura do cavaco (54) e as expressões das forças de corte no dente (55) em (56), rearranjando as expressões resultantes em um formato matricial, expandindo em uma série de Fourier os termos independentes do tempo, tem-se como resultado a seguinte expressão independente do tempo para a força em função dos deslocamentos da ferramenta de corte:

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = \frac{1}{2} a_p K_t \begin{pmatrix} \alpha_{xx} & \alpha_{xy} \\ \alpha_{yx} & \alpha_{yy} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{pmatrix}, \quad (57)$$

onde os componentes de matriz são definidos por:

$$\alpha_{xx} = \frac{1}{2} [\cos 2\phi - 2K_r \phi + K_r \text{sen} 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \quad (58)$$

$$\alpha_{xy} = \frac{1}{2} [-\text{sen} 2\phi - 2\phi + K_r \cos 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \quad (59)$$

$$\alpha_{yx} = \frac{1}{2} [-\text{sen} 2\phi + 2\phi + K_r \cos 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \quad (60)$$

$$\alpha_{yy} = \frac{1}{2} [-\cos 2\phi - 2K_r\phi - K_r \text{sen} 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}}. \quad (61)$$

A expressão da dinâmica do fresamento (57) é reduzida consequentemente à seguinte expressão:

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} a_p K_t [A_0] \{\Delta(t)\} \quad (62)$$

onde $[A_0]$ é a matriz dos coeficientes direcionais de corte, independentes do tempo mas dependentes do ângulo de imersão. Desde que a força de corte média por período do dente seja independente do ângulo da hélice, $[A_0]$ é válido também para fresas de topo helicoidais.

A matriz da função de transferência $([G(i\omega)])$ identificada em um ponto na extremidade da ferramenta de corte, na zona do contato com a peça a ser trabalhada, é definida por:

$$[G(i\omega)] = \begin{bmatrix} G_{xx}(i\omega) & G_{xy}(i\omega) \\ G_{yx}(i\omega) & G_{yy}(i\omega) \end{bmatrix} \quad (63)$$

onde $G_{xx}(i\omega)$ e $G_{yy}(i\omega)$ são as funções transferência nas direções (X) e (Y), e $G_{xy}(i\omega)$ e $G_{yx}(i\omega)$ são as funções transferência transversais. Os vetores da vibração no tempo atual (t) e no período precedente do dente ($t - \tau$) são definidos como,

$$\{r\} = \{x(t) \ y(t)\}^\tau; \quad \{r_0\} = \{x(t - \tau) \ y(t - \tau)\}^\tau. \quad (64)$$

Descrevendo as vibrações no domínio da frequência, na condição de vibrações autoexcitadas ω_c , usando funções harmônicas tem-se,

$$\left. \begin{aligned} \{r(i\omega_c)\} &= [G(i\omega_c)] \{F\} e^{i\omega_c t} \\ \{r_0(i\omega_c)\} &= e^{-i\omega_c \tau} \{r(i\omega_c)\} \end{aligned} \right\} \quad (65)$$

Considerando

$$\{\Delta(i\omega_c)\} = \{r(i\omega_c) - r_0(i\omega_c)\} = [1 - e^{-i\omega_c\tau}] [G(i\omega_c)] \{F\} e^{i\omega_c t}, \quad (66)$$

substituindo $\{\Delta(i\omega_c)\}$ na expressão da dinâmica do fresamento (62), tem-se:

$$\{F\} e^{i\omega_c t} = \frac{1}{2} a_p K_t [1 - e^{-i\omega_c\tau}] [A_0] [G(i\omega_c)] \{F\} e^{i\omega_c t} \quad (67)$$

que tem uma solução não trivial se seu determinante for zero,

$$\det \left[[I] - \frac{1}{2} a_p K_t [1 - e^{-i\omega_c\tau}] [A_0] [G(i\omega_c)] \right] = 0 \quad (68)$$

que é a equação característica da dinâmica de fresamento do sistema em malha fechada.

O autovalor da equação característica é:

$$\Lambda = -\frac{N}{4\pi} a_p K_t (1 - e^{-i\omega_c t}) \quad (69)$$

O autovalor da equação acima pode ser resolvido para uma frequência de vibração ω_c , fatores estáticos de corte (K_t, K_r), que podem ser armazenados como dependente de uma quantidade de material para qualquer geometria de fresa, ângulo de imersão (ϕ_{st}, ϕ_{ex}) e função transferência da estrutura. Após a determinação do autovalor, determina-se a profundidade crítica de corte através da expressão:

$$a_{\text{lim}} = \frac{2\pi \text{Re}(\Lambda)}{NK_t (\text{Re}(\Lambda)^2 + \text{Im}(\Lambda)^2)} \left(1 + \left(\frac{\text{Im}(\Lambda)}{\text{Re}(\Lambda)} \right)^2 \right). \quad (70)$$

A velocidade de rotação do cabeçote é determinada através das expressões abaixo, para cada lóbulo da estabilidade correspondente a $k = 0, 1, 2, \dots$

$$\Omega = \frac{2\pi\omega_c}{N} \frac{60}{(\gamma + 2\pi \cdot N)} \quad (71)$$

$$\gamma = \pi - 2 \tan^{-1} \left(\frac{\text{Im}(\Lambda)}{\text{Re}(\Lambda)} \right) \quad (72)$$

Repete-se o procedimento anterior fazendo a varredura das frequências de vibração em torno dos modos dominantes da estrutura evidenciados pela função transferência.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 MÁQUINA-FERRAMENTA

Foram utilizadas duas máquinas-ferramenta para o estudo do comportamento dinâmico dos sistemas compostos por eixo-árvore, sistema de fixação e ferramenta corte. A primeira foi um centro de usinagem CNC de três eixos, com mesa horizontal, localizada no SENAI / CIMATEC – Centro Integrado de Manufatura e Tecnologia, em Salvador, Bahia. As principais características dessa máquina estão descritas abaixo.

Fabricante: HERMLE

Modelo: C 800U

Comando: Heidenhain TNC 430

Rotação máxima: 16.000 rpm

Potência máxima: 15 kW

Avanço rápido: 35 m/min

Avanço máximo programável: 20 m/min

Aceleração máxima: 0,8 G

Precisão de posicionamento: 0,001 mm

Figura 3.1 – Centro de usinagem HERMLE C 800 U utilizado nos estudos.



Fonte: Do autor.

A segunda máquina foi um centro de usinagem CNC de cinco eixos, localizada no Instituto Tecnológico da Aeronáutica – ITA, em São José dos Campos, São Paulo. As principais características dessa máquina estão descritas abaixo.

Fabricante: HERMLE
Modelo: C 600U
Comando: Siemens S840D
Rotação máxima: 16.000 rpm
Potência máxima: 15 kW
Avanço rápido: 30 m/min
Avanço máximo programável: 20 m/min
Aceleração máxima: 0,8 G
Precisão de posicionamento: 0,001 mm

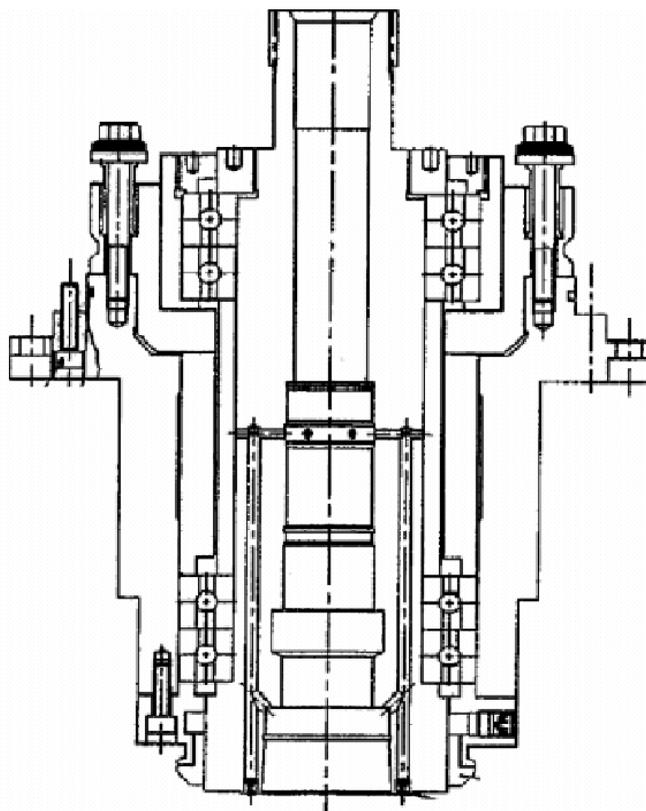
Figura 3.2 – Centro de usinagem HERMLE C 600 U utilizado nos estudos.



Fonte: Do autor.

As duas máquinas utilizadas nos estudos têm o mesmo modelo de cabeçote e eixo-árvore, conforme figura abaixo.

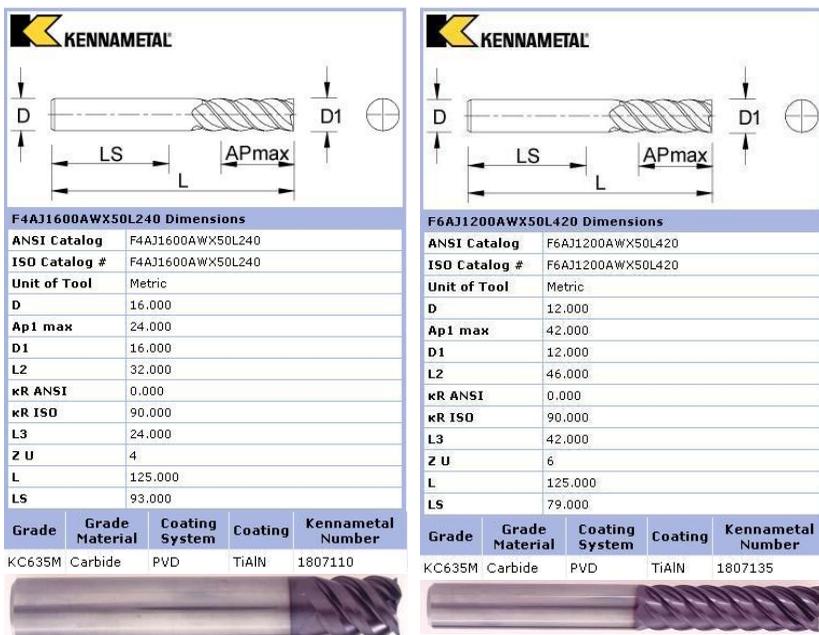
Figura 3.3 – Cabeçote das fresadoras HERMLE C 800 U e C 600 U utilizado nos estudos.



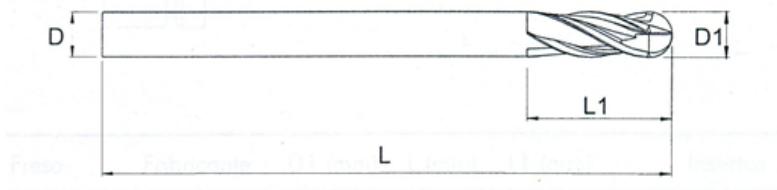
Fonte: Do autor.

3.2 FRESAS

Neste trabalho foram utilizados três tipos de fresa de metal-duro de dois fabricantes distintos, todas comercializadas no Brasil. As fresas de topo reto com $\varnothing 16$ mm e $\varnothing 12$ mm foram fornecidas pela empresa KENNAMETAL e a fresa de topo esférico com $\varnothing 8$ mm foi fornecida pela empresa ISCAR. As propriedades e características das fresas são apresentadas a seguir.

Figura 3.4 – Detalhes das fresas de topo reto $\varnothing 16$ mm e $\varnothing 12$ mm.

Fonte: Do autor.

Figura 3.5 – Detalhes das fresas de topo esférico $\varnothing 8$ mm.

Fresa	Fabricante	D (mm)	D1 (mm)	L (mm)	L1 (mm)	Hélice (graus)	Número de dentes
EBL080A20	ISCAR	8	8	100	20	30	4

Fonte: Do autor.

Tabela 3.1 – Propriedades mecânicas dos materiais das fresas

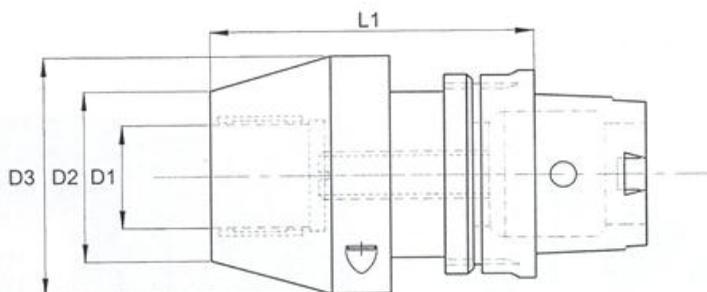
Propriedades do material	Metal-duro
Módulo de Elasticidade (GPa)	630
Densidade (kg/m ³)	14780
Coefficiente de Poisson	0,22

Fonte: Do autor.

3.3 PORTA-FERRAMENTAS

Foram utilizados dois tipos de porta-ferramentas fornecidos pela empresa SANDVIK. As características dos porta-ferramentas são apresentadas a seguir.

Figura 3.6 – Detalhes dos porta-ferramentas.



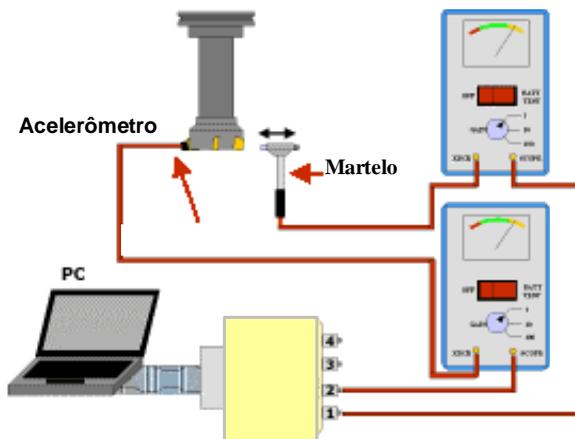
Fresas Utilizadas	Mandril	Fabricante	D1 (mm)	D2 (mm)	D3 (mm)	L1 (mm)
Ø8 mm	Hidráulico	SANDVIK	12	27	52	75
Ø16 mm e Ø12 mm	Hidráulico	SANDVIK	32	52	72	96

Fonte: Do autor.

3.4 MARTELO, ACELERÔMETRO E SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

As frequências naturais e as funções resposta em frequência (FRF) para cada montagem foram obtidas experimentalmente por meio de teste de impacto empregando um martelo piezelétrico, um acelerômetro e software de aquisição de dados. As especificações desses equipamentos estão apresentadas no Anexo I.

Figura 3.7 – Detalhes de um sistema para análise modal experimental.

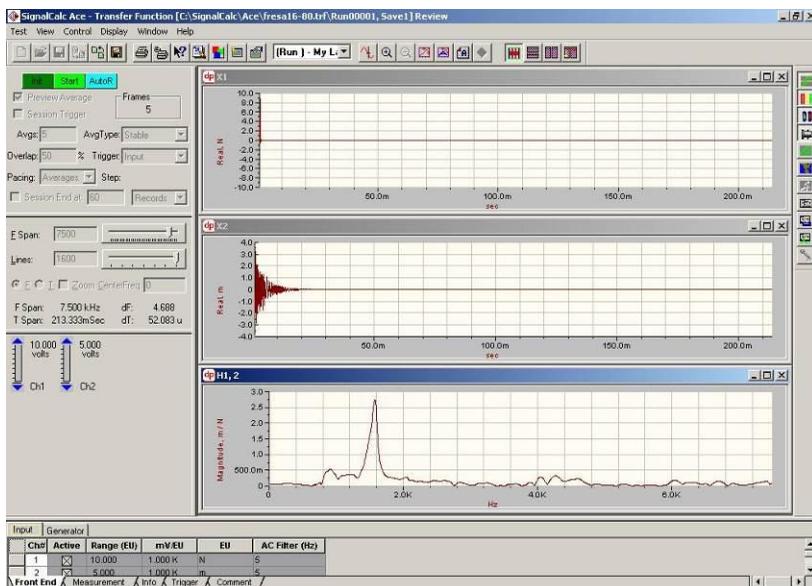


Fonte: Sandvik [].

Os analisadores do sistema *SignalCalc*, software de aquisição de dados, são ferramentas adequadas para a realização de análises modais. Incorporam características especiais para processar sinais para estudo de impacto, um esquema automatizado para a aquisição das medidas de funções resposta em frequência e a capacidade de exportar arquivos das medições para formatos adequados aos programas de análises modais mais populares.

Na figura 3.8 abaixo, os gráficos superior e central mostram típicas histórias no tempo de uma única batida. O traço da força (superior) é um único ponto da compressão, um pulso de largura estreita para cobrir a faixa de investigação. A resposta (central) é uma senoide com decaimento exponencial. A função correspondente da função de transferência ou função resposta em frequência (FRF) é mostrada no gráfico localizado na parte inferior.

Figura 3.8 – Detalhes do software de aquisição de dados SignalCalc ACE V4.0.



Fonte: Do autor.

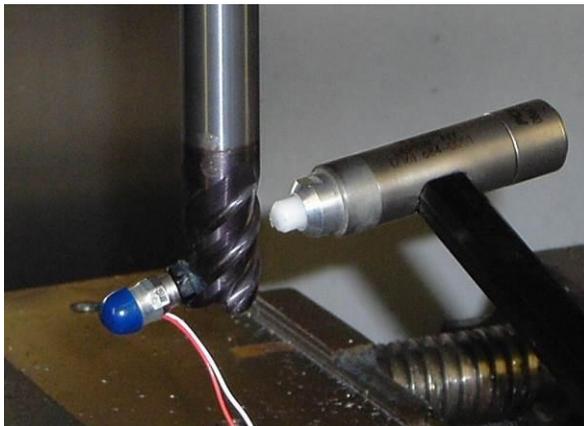
3.5 METODOLOGIA APLICADA AOS ENSAIOS

3.5.1 Procedimento para obtenção das frequências funções resposta em frequência (FRF) por teste de impacto

O teste de impacto é executado golpeando-se o objeto do teste em diversas posições usando um martelo instrumentado, medindo-se simultaneamente a resposta da aceleração em um local fixo de referência.

Os conjuntos (porta-ferramenta, pinça e fresa) foram montados e acoplados ao fuso do centro de usinagem, como normalmente se procede para a execução de uma operação de usinagem. O acelerômetro foi posicionado na lateral da extremidade da fresa. Os golpes com o martelo foram aplicados na lateral oposta, como indicado na figura 4.9. Para execução dos ensaios, fez-se necessária a configuração de alguns parâmetro no sistema *SignalCalc*. Configura-se inicialmente a faixa de frequência de interesse (F Span). Idealmente, a faixa de tempo (T Span), associada à faixa de frequência, deve reservar tempo suficiente para que o sinal de resposta caia para zero dentro da observação. Em seguida configura-se o número de linhas na faixa de frequência, o que define também a resolução (dF). O sistema permite armazenar resultados oriundos de um único golpe ou uma média de um conjunto de golpes. Para isso torna-se necessário definir o número de golpes para composição das médias e o tipo de metodologia para cálculo das mesmas. Utiliza-se também um recurso que permite a inspeção prévia de resultados antes da inclusão destes no cálculo da média, dessa forma batidas replicadas e inadvertidas em posições erradas podem ser excluídas do cálculo da média da FRF. É necessária, também, a configuração dos canais de entrada acoplados ao martelo e ao acelerômetro. Para isso, ajusta-se a faixa adequada aos dois sinais, as relações entre a sensibilidade do acelerômetro e do martelo e as unidades associadas aos sinais (adotou-se o Sistema Internacional SI, definindo-se Newton, N, para o sinal do martelo e metro, m, para o sinal do acelerômetro). Para cada montagem foram executadas no mínimo três réplicas, onde os resultados finais de cada conjunto foram obtidos através da média dos resultados de cinco golpes. O número de repetições de ensaios foi definido durante sua execução em função da condição de convergência dos mesmos.

Figura 3.9 – Detalhes da fixação do acelerômetro e posição dos golpes com o martelo.

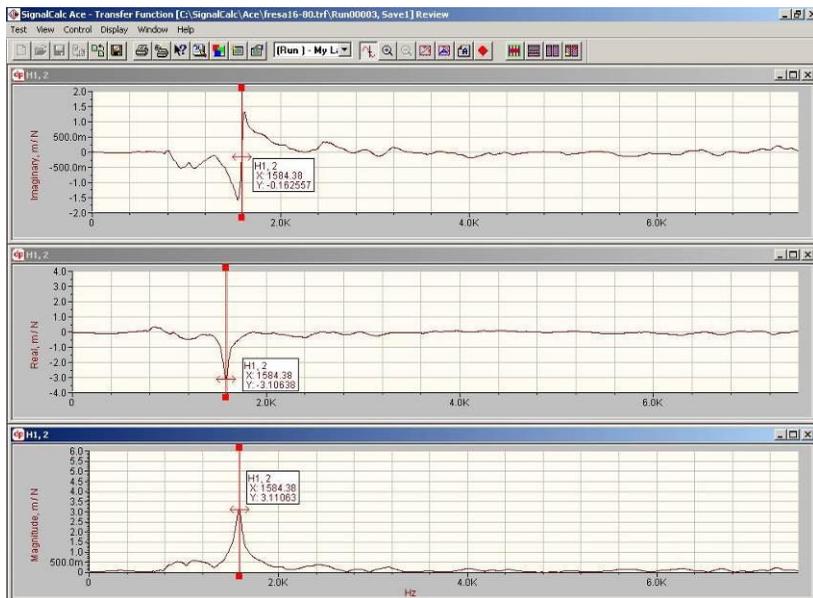


Fonte: Do autor.

3.5.2 Procedimento de avaliação de quociente de amortecimento viscoso dos conjuntos

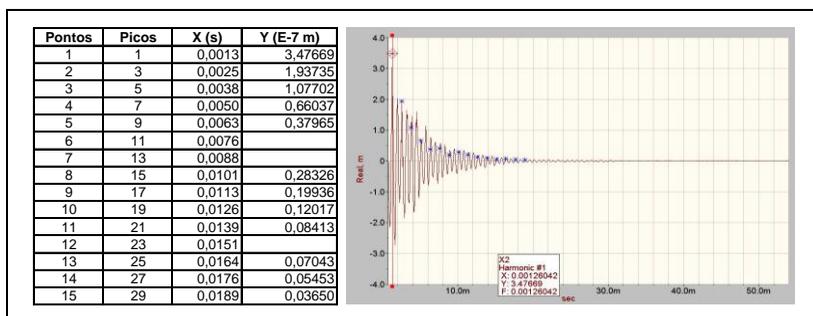
A avaliação do quociente de amortecimento viscoso dos conjuntos foi feita de duas formas, com base nos resultados experimentais obtidos na etapa anterior. Inicialmente determinaram-se valores médios para os quocientes de amortecimento viscoso das montagens em questão. Para isso, foram analisadas as características das funções resposta em frequência (FRF) experimentais para identificação do ponto de maior flexibilidade. Em seguida calcularam-se os períodos correspondentes aos modos principais. A figura 4.10 abaixo mostra a identificação da frequência natural referente ao primeiro modo para um teste de impacto feito em uma das montagens. Os valores dos períodos calculados foram utilizados para subsidiar a seleção de pontos no gráfico da amplitude do sinal do acelerômetro do domínio do tempo, onde os intervalos entre os pontos capturados na curva foram definidos como um dos múltiplos do período, como mostra a figura 4.11. Após a captura dos pontos, a coerência da posição dos mesmos em relação à geometria de uma curva senoidal com decaimento exponencial é então analisada, sendo alguns pontos eliminados. Os pontos selecionados são então utilizados na avaliação dos valores do decaimento logarítmico δ e do quociente de amortecimento viscoso médio ζ dos conjuntos.

Figura 3.10 – Identificação da frequência natural referente ao primeiro modo de uma montagem com a fresa Ø16,00 mm, balanço de 80,00 mm.



Fonte: Do autor.

Figura 3.11 – Pontos selecionados para avaliação do quociente de amortecimento viscoso de uma montagem com a fresa Ø16,00 mm, balanço de 80,00 mm.



Fonte: Do autor.

O cálculo do decaimento logarítmico δ foi feito utilizando-se a equação (11) e o cálculo do quociente de amortecimento viscoso ζ foi feito com base na equação (12). A figura 3.11 exemplifica um caso onde

12 pontos dos 15 capturados foram aproveitados, o que permite o cálculo de 38 valores do decaimento logarítmico δ . Os cálculos dos valores do decaimento logarítmico entre os diversos picos foram feitos através da montagem da planilha mostrada na figura 3.12 a seguir.

Figura 3.12 – Planilha de cálculo do decaimento logaritmo entre os picos do sinal obtido de uma montagem com a fresa $\varnothing 16,00$ mm, balanço de 80,00 mm.

CÁLCULO DO DECAIMENTO LOGARÍTMICO								
Picos	$\delta 1-x$		$\delta 3-x$		$\delta 5-x$		$\delta 7-x$	
3	$\delta 1-3$	0,584760						
5	$\delta 1-5$	1,171883	$\delta 3-5$	0,587123				
7	$\delta 1-7$	1,661039	$\delta 3-7$	1,076279	$\delta 5-7$	0,48916		
9	$\delta 1-9$	2,214586	$\delta 3-9$	1,629827	$\delta 5-9$	1,04270	$\delta 7-9$	0,553547
11	$\delta 1-11$		$\delta 3-11$		$\delta 5-11$		$\delta 7-11$	
13	$\delta 1-13$		$\delta 3-13$		$\delta 5-13$		$\delta 7-13$	
15	$\delta 1-15$	2,507485	$\delta 3-15$	1,922725	$\delta 5-15$	1,33560	$\delta 7-15$	0,846446
17	$\delta 1-17$	2,858709	$\delta 3-17$	2,273949	$\delta 5-17$	1,68683	$\delta 7-17$	1,197670
19	$\delta 1-19$	3,364962	$\delta 3-19$	2,780202	$\delta 5-19$	2,19308	$\delta 7-19$	1,703923
21	$\delta 1-21$	3,721422	$\delta 3-21$	3,136662	$\delta 5-21$	2,54954	$\delta 7-21$	2,060383
23	$\delta 1-23$		$\delta 3-23$		$\delta 5-23$		$\delta 7-23$	
25	$\delta 1-25$	3,899171	$\delta 3-25$	3,314412	$\delta 5-25$	2,72729	$\delta 7-25$	2,238133
27	$\delta 1-27$	4,155030	$\delta 3-27$	3,570270	$\delta 5-27$	2,98315	$\delta 7-27$	2,493991
29	$\delta 1-29$	4,556587	$\delta 3-29$	3,971827	$\delta 5-29$	3,38470	$\delta 7-29$	2,895548

Fonte: Do autor.

Cada valor de decaimento logarítmico permite a obtenção de um valor para o quociente de amortecimento viscoso ζ . Os cálculos dos valores dos quocientes de amortecimento viscoso foram feitos através da montagem de uma segunda planilha, mostrada na figura 3.13 abaixo. O objetivo final é a obtenção de um valor médio do quociente de amortecimento viscoso da montagem em questão.

Figura 3.13 – Planilha de cálculo do decaimento logaritmo entre os picos do sinal obtido de uma montagem com a fresa Ø16,00 mm, balanço de 80,00 mm.

CÁLCULO DO QUOCIENTE DE AMORTECIMENTO VISCOSO							
n	ζ_{1-x}	n	ζ_{1-x}	n	ζ_{1-x}	n	ζ_{1-x}
2	0,046483						
4	0,046577	2	0,046671				
6	0,044018	4	0,042785	2	0,038896		
8	0,044015	6	0,043192	4	0,041452	2	0,044007
10		8		6		4	
12		10		8		6	
14	0,028494	12	0,025493	10	0,021252	8	0,016837
16	0,028425	14	0,025842	12	0,022367	10	0,019058
18	0,029740	16	0,027645	14	0,024924	12	0,022593
20	0,029601	18	0,027724	16	0,025353	14	0,023416
22		20		18		16	
24	0,025849	22	0,023971	20	0,021698	18	0,019786
26	0,025426	24	0,023669	22	0,021576	20	0,019843
28	0,025891	26	0,024306	24	0,022440	22	0,020943
Médias	0,0316		0,0290		0,0267		0,0233
Valor médio do quociente de amortecimento viscoso ζ =							0,0276

Fonte: Do autor.

A planilha mostrada na figura 3.13 calcula a média entre os valores explicitados, os quais foram obtidos através dos resultados de um único ensaio. Como foram desenvolvidas no mínimo três rodadas de ensaios por montagem, o valor adotado para o quociente de amortecimento viscoso ζ de uma determinada montagem foi definido como a média entre todos os ensaios.

3.5.3 Procedimento para extração dos parâmetros modais

A segunda forma de avaliação do quociente de amortecimento viscoso foi através da utilização de uma rotina implementada através do software MATLAB 6.1 para extração dos parâmetros modais através das curvas FRF experimentais. As etapas executadas através desse algoritmo permitem a importação dos dados das curvas FRF experimentais, conversão dos dados de magnitude e fase em uma expressão correspondente à função transferência através do comando INVREQS, conversão da função transferência obtida em valores de polos (frequências naturais) e resíduos, através do comando RESIDUE, e cálculo dos coeficientes de amortecimento viscoso para cada modo de vibração identificado. Dessa forma foi possível se obter valores de

coeficientes de amortecimento viscoso específicos para cada modo de vibração dos sistemas, possibilitando um melhor ajuste das curvas FRF numéricas.

3.5.4 Procedimento de medição das peças

O objetivo dessa etapa é verificar as dimensões nominais das fresas, porta-ferramentas e pinças utilizadas nas montagens dos conjuntos para posterior modelagem da geometria das peças e conjuntos em sistemas CAD e CAE, a fim de se calcular as frequências naturais dos conjuntos pelo Método de Elementos Finitos.

Para execução da medição das peças foram utilizados os seguintes sistemas de medição disponibilizados pelo SENAI/CIMATEC:

- MMC – Máquina de Medição por Coordenadas Tridimensional, fabricada pela empresa Brown & Sharpe DEA, n° de identificação 50526, cuja incerteza de medição é $U3 = (2,5 + L/900) \mu\text{m}$ e $U1 = (2,5 + L/1080) \mu\text{m}$, L = posição em mm.
- Projetor de Perfil, n° de série do fabricante 56646, fabricado pela empresa SMC, com incerteza de medição de $\pm 0,0024$ mm para o eixo X e de $\pm 0,0025$ mm para o eixo Y.
- Paquímetro Universal Digital, com faixa de medição de 0-200 mm, fabricado pela empresa Mitutoyo, código do fabricante 500-172, cuja incerteza de medição é de 0,01 mm.

Priorizou-se a utilização do terceiro sistema de medição por ser mais barato e disponível. A utilização dos demais sistemas foi definida pela característica do detalhe geométrico a ser levantado.

Os procedimentos de medição foram realizados conforme as seguintes etapas:

- Preparação do mensurando - após o reconhecimento da peça a ser medida iniciou-se a preparação fazendo a limpeza superficial com desengordurante.
- Coleta dos dados - sendo diferentes peças a serem avaliadas, diferentes formas de coletas de dados foram utilizadas para verificação das dimensões nominais das peças. Para as geometrias mais simples, como superfícies cilíndricas e planas, foi utilizado o paquímetro digital para a medição. Para as geometrias mais complexas, como as helicoides das ferramentas e os planos dos gumes, ou de difícil acesso para os transdutores do paquímetro, foram utilizados o projetor de perfis e a MMC. Estabeleceu-se um número de medições igual ou superior a cinco para cada dimensão

levantada com o paquímetro, igual ou superior a três para as dimensões levantadas com o projetor de perfis, e para ao uso da MMC, apenas uma medição foi realizada, porque os dados da leitura foram armazenados no programa nativo CNC da máquina e os resultados transformados em arquivo IGS, que foi utilizado como referência para a modelagem das superfícies complexas.

- Memória de Cálculos - só foram exigidos cálculos para as medições feitas com o paquímetro e com o projetor de perfis, pelo fato da MMC já gerar um arquivo de saída com uma nuvem de pontos para a geração das superfícies de referência. Os cálculos desenvolvidos nessa etapa são referentes aos cálculos das médias das dimensões nominais, das incertezas de medição e dos resultados das medições, conforme as formulações apresentadas abaixo.

Média das indicações (MI),

$$MI = \frac{\sum I_i}{n}, \quad (73)$$

onde:

$\sum I_i$ - é o somatório das indicações verificadas no equipamento;

I_i - é a i -ésima indicação obtida, de n indicações;

n - é o numero de indicações registradas.

Tendência de medição (Td) é a tendência de medição indicada pelo sistema de medição identificado no seu certificado de calibração ou da sua verificação.

Resultado da Medição (RM), dado por:

$$RM = MI - Td \pm \Delta I_{\max} \text{ (mm)}, \quad (74)$$

onde (ΔI_{\max}) é a máxima das variações obtidas na medição, dada por:

$$\Delta I = I_{\max} - MI \text{ (mm)}. \quad (75)$$

O valor de (ΔI_{\max}) deve ser desprezível.

Figura 3.14 – Detalhes do procedimento de medição das fresas na MMC.



Fonte: Do autor.

3.5.5 Procedimento de modelagem geométrica das peças e conjuntos

Após a execução do procedimento de medição das peças, procedeu-se a modelagem geométrica das peças e dos conjuntos. Para execução da modelagem geométrica utilizou-se o sistema CAD SolidWorks versão 2004. Foram executados modelos 3D individuais das fresas, pinças, porta-ferramentas e do fuso do cabeçote do centro de usinagem HSC. Para a modelagem das fresas foram utilizadas informações fornecidas pelos fabricantes das ferramentas e informações oriundas dos procedimentos de medição. Os modelos geométricos foram construídos utilizando os recursos disponíveis no sistema CAD. Alguns detalhes geométricos foram eliminados ou simplificados durante a execução dos modelos 3D das peças, visando facilitar a posterior geração da malha de elementos finitos. O critério utilizado na simplificação ou eliminação de detalhes geométricos foi que as modificações não poderiam alterar de forma significativa a rigidez e/ou a massa das peças. No anexo II são mostradas as figuras com os detalhes dos modelos geométricos das peças modeladas.

Nas fresas, as simplificações de detalhes geométricos foram feitas nas regiões de corte, onde a existência de pequenas áreas e arestas dificultava a geração de uma malha de elementos finitos equilibrada. Nas pinças foram eliminados pequenos chanfros e rasgos longitudinais. As figuras abaixo mostram os detalhes geométricos dos modelos matemáticos 3D das pinças de fixação das ferramentas.

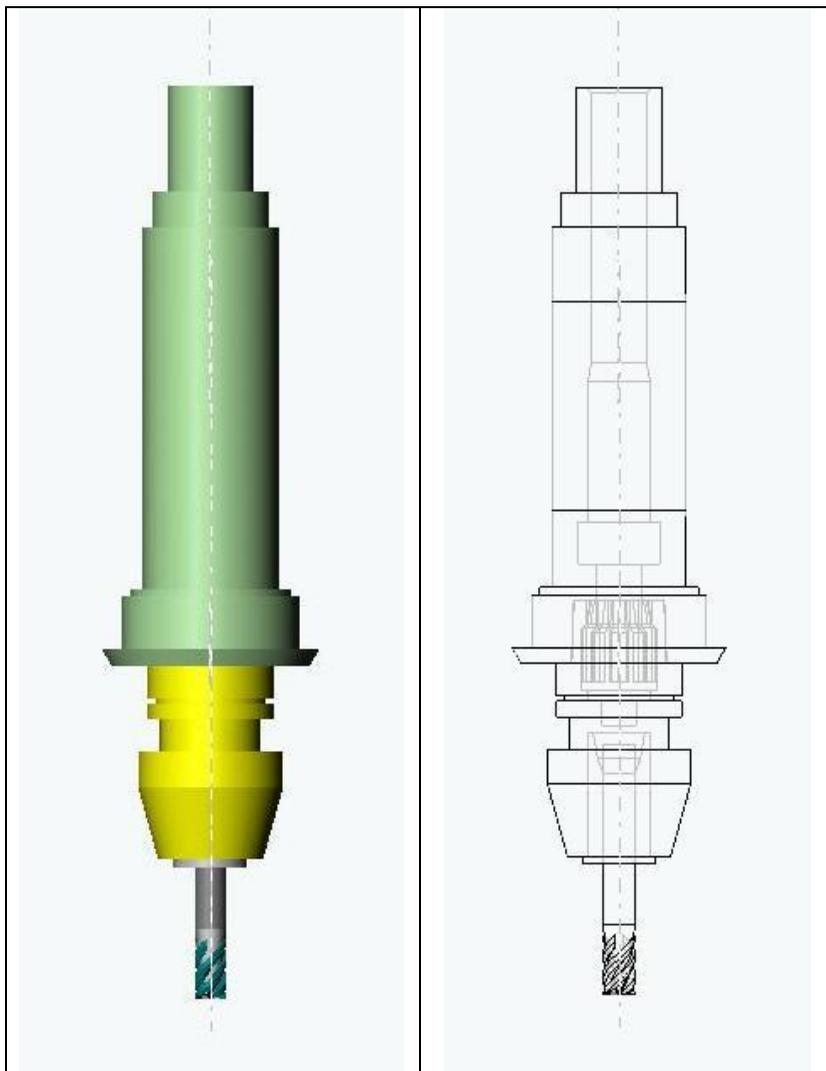
Na modelagem dos porta-ferramentas, foram eliminados apenas pequenos rasgos e chanfros. Todos os detalhes externos, como rasgos e reduções de seção, foram mantidos para não alterar a rigidez à flexão da

peça. As figuras abaixo mostram os detalhes geométricos dos modelos matemáticos 3D dos porta-ferramentas.

Por fim, foi desenvolvido o modelo geométrico do fuso do centro de usinagem HSC. Para desenvolvimento desse modelo matemático foram utilizadas informações fornecidas pelo fabricante da máquina-ferramenta (desenho esquemático do cabeçote da máquina, mostrado na figura 3.3) e informações oriundas dos procedimentos de medição. Como não foi possível a medição de todas as dimensões do fuso (apenas os detalhes das duas extremidades do furo interno) estas foram obtidas através de um processo de vetorização da figura 3.3, utilizando os valores medidos como referência. Durante a modelagem, já foram destacadas as regiões de interface do fuso com os rolamentos de apoio, visando facilitar posteriormente a definição das condições de contorno dos modelos de elementos finitos.

Após a execução da modelagem geométrica de todas as peças, foram construídos também os modelos de todos os conjuntos a serem estudados. Os conjuntos foram definidos montando-se o fuso com os respectivos porta-ferramenta, pinça e fresa, para um determinado comprimento em balanço pré-estabelecido para a fresa. O posicionamento correto entre as peças nos conjuntos foi definido utilizando os recursos existentes no sistema CAD. A figura abaixo mostra os detalhes de uma das montagens construídas.

Figura 3.15 – Detalhes do modelo matemático de uma montagem utilizando uma fresa $\varnothing 16,00$ mm, com um comprimento em balanço de 65,00 mm.

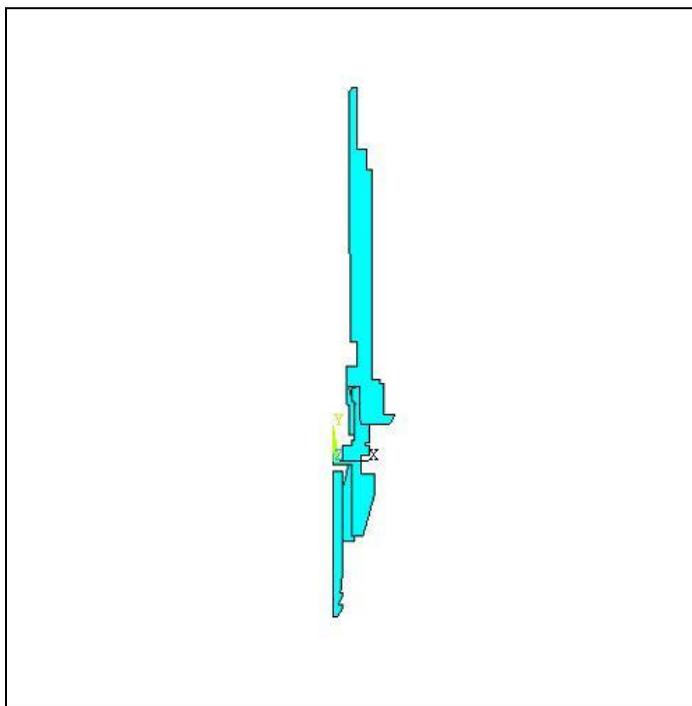


Fonte: Do autor.

Os modelos geométricos 3D dos conjuntos foram exportados para o software ANSYS para desenvolvimento das análises. Durante o desenvolvimento das análises, verificou-se que seria interessante o

desenvolvimento de modelos utilizando elementos axissimétricos, que possibilitaria uma redução drástica do número de elementos em cada modelo. Para isso, foi necessária a extração dos contornos das seções longitudinais das montagens, de onde foram aproveitadas apenas meias-seções para suportar a geração das malhas dos modelos axissimétricos dos conjuntos. A figura abaixo mostra uma das geratrizes extraídas.

Figura 3.16 – Detalhes do contorno da meia-seção de uma montagem utilizando uma fresa $\text{Ø}16,00$ mm, com um comprimento em balanço de $65,00$ mm.



Fonte: Do autor.

No período de desenvolvimento das análises, o centro de usinagem HSC do SENAI/CIMATEC sofreu uma intervenção no cabeçote, sendo o mesmo parcialmente desmontado. Nessa ocasião foi possível a inspeção e medição de uma série de peças que fazem parte do conjunto do cabeçote, dentre elas a peça de sustentação do fuso e o motor do cabeçote. Com isso foi possível a complementação das informações geométricas através da inclusão dessas peças. A figura 3.19

abaixo mostra uma geratriz extraída para geração da malha de um dos modelos axissimétricos, após a inclusão das peças complementares.

Figura 3.17 – Detalhes da peça de sustentação do fuso centro de usinagem HSC.



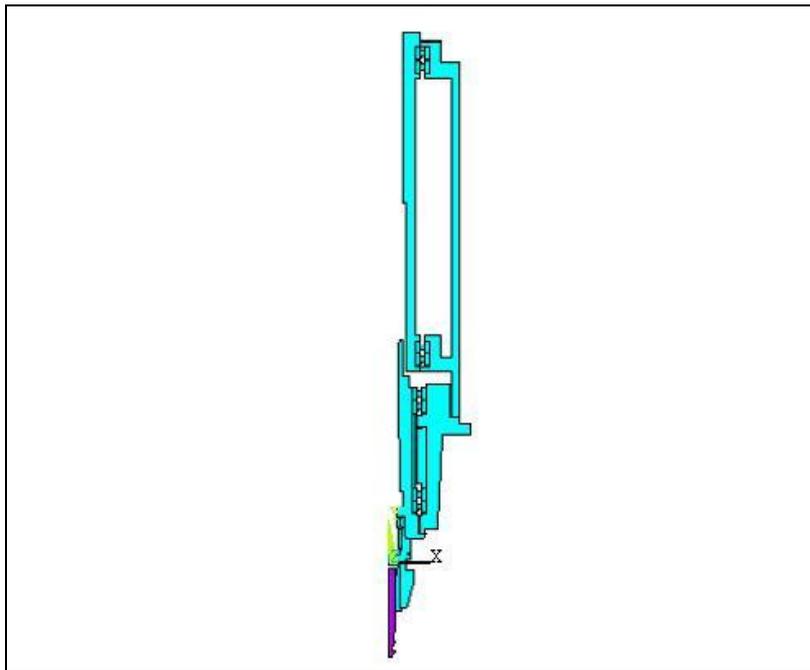
Fonte: Do autor.

Figura 3.18 – Detalhes do motor do centro de usinagem HSC.



Fonte: Do autor.

Figura 3.19 – Detalhes do contorno da meia-seção com as peças complementares para uma fresa Ø16,00 mm, com um comprimento em balanço de 65,00 mm.



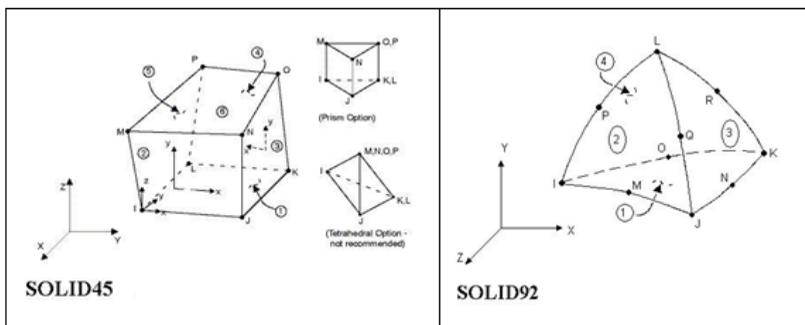
Fonte: Do autor.

3.5.6 Procedimento de cálculo dos modos e frequências naturais de cada montagem pelo método de elementos finitos (MEF)

Inicialmente, a geometria 3D de um dos conjuntos foi exportado para o software ANSYS. As peças apresentando interface de contato foram consideradas coladas, em função do ajuste preciso entre eles. Essa ação representa uma simplificação que permite o tratamento do modelo em uma condição linear. Dois tipos de elementos foram inicialmente analisados. O primeiro foi o tipo *SOLID45*, elemento usado na discretização de modelos 3D de estruturas sólidas, possuindo a geometria de um cubo com oito nós e três graus de liberdade em cada nó, translações nas direções nodais x, y e z. Esse elemento pode ainda ser colapsado assumindo a geometria de um prisma de cinco nós ou de

um tetraedro de quatro nós, conforme mostrado na figura 3.20 abaixo. O segundo tipo de elemento utilizado foi o *SOLID92*, elemento tetraédrico de 10 nós com três graus de liberdade em cada nó, translações nas direções nodais x, y e z. Este elemento tem funções de interpolação quadráticas, apresentando, em geral, mais precisão que o elemento anterior.

Figura 3.20 – Detalhes da geometria dos elementos *SOLID45* e *SOLID92*.

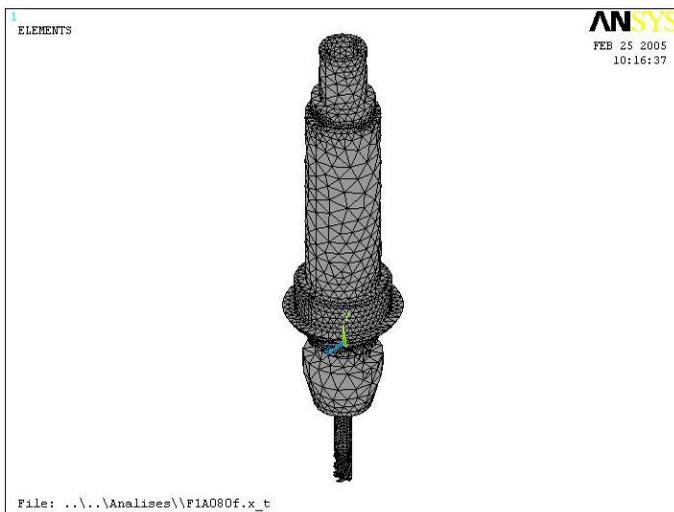


Fonte: Ansys [30].

Procede-se então o desenvolvimento de análises modais, cujo método selecionado para extração dos autopares foi o método da iteração subespacial, onde foram extraídos todos os modos numa faixa de 0 até 10.000 Hz. Esse procedimento foi desenvolvido com os dois tipos de elemento citados anteriormente. Os critérios para definição do tipo de elemento a ser utilizado foram: a convergência dos resultados numéricos em relação aos valores experimentais, e o esforço computacional necessário para processamento dos modelos. Após o desenvolvimento das análises iniciais, optou-se pela discretização dos modelos utilizando o elemento *SOLID92*, em função da boa convergência dos resultados em relação aos valores experimentais, os quais apresentaram uma diferença média de apenas 1,85%.

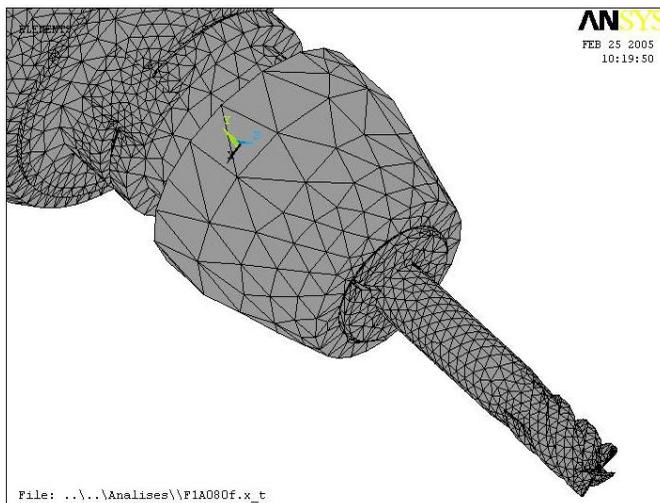
Os detalhes da malha de elementos finitos do modelo da montagem com a fresa $\varnothing 16,00$ mm e comprimento em balanço de 80,00 mm são mostrados nas figuras 3.21 e 3.22.

Figura 3.21 – Malha de elementos finitos do modelo com a fresa Ø16,00 mm e comprimento em balanço de 80,00 mm.



Fonte: Do autor.

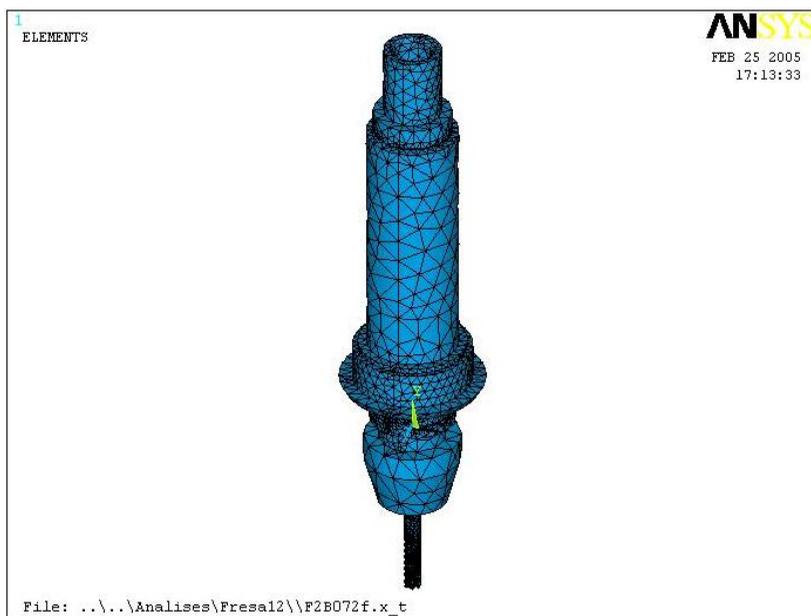
Figura 3.22 – Detalhes da malha de elementos finitos na região da fresa Ø16,00 mm.



Fonte: Do autor.

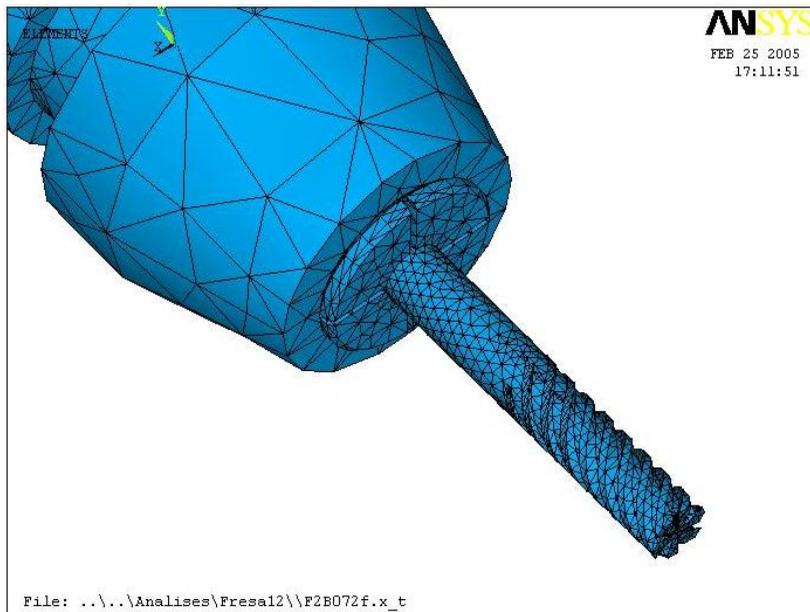
Todos os modelos dos conjuntos envolvendo a fresa $\varnothing 16,00$ mm foram desenvolvidos com as características relatadas anteriormente. Os modelos dos conjuntos envolvendo a fresa $\varnothing 12,00$ mm foram desenvolvidos de forma similar, porém, o grau de refinamento das malhas de elementos finitos foi maior, em função principalmente das menores dimensões da fresa. Os detalhes da malha de elementos finitos do modelo do conjunto com a fresa $\varnothing 12,00$ mm e comprimento em balanço de 72,00 mm são mostrados nas figuras 3.23 e 3.24.

Figura 3.23 – Malha de elementos finitos do modelo com a fresa $\varnothing 12,00$ mm e comprimento em balanço de 72,00 mm.



Fonte: Do autor.

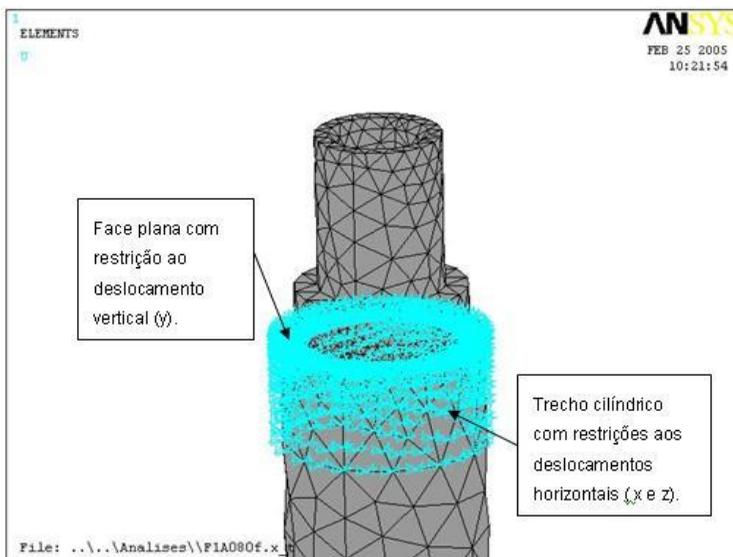
Figura 3.24 – Detalhes da malha de elementos finitos na região da fresa Ø12,00 mm.



Fonte: Do autor.

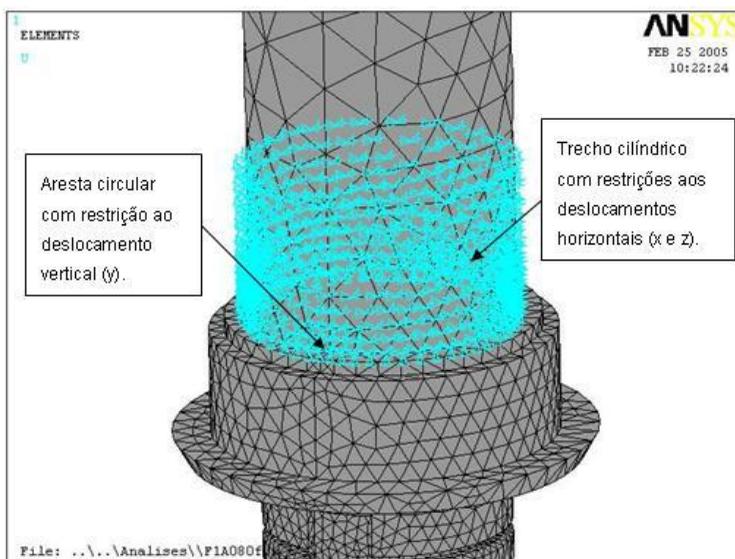
As condições de contorno dos modelos foram definidas com base no desenho esquemático do cabeçote dos centros de usinagem fornecido pela HERMLE, mostrado na figura 3.3. As geometrias dos conjuntos foram exportadas para o software ANSYS de forma que o eixo longitudinal dos conjuntos coincidissem com o eixo y do sistema de coordenadas global do software. Nas duas regiões de interface do fuso com os rolamentos, foram impostas restrições aos deslocamentos das superfícies nas direções dos eixos X e Z. Na área plana da parte superior do fuso, logo acima da região de contato do fuso com o rolamento superior, foi imposta restrição ao deslocamento da superfície na direção do eixo Y. No contorno inferior (aresta circular) da região de contato do fuso com o rolamento inferior, foi imposta também restrição ao deslocamento da aresta na direção do eixo y. As figuras 3.25 e 3.26 mostram as condições de contorno impostas.

Figura 3.25 – Condições de contorno na parte superior do fuso.



Fonte: Do autor.

Figura 3.26 – Condições de contorno na parte inferior do fuso.



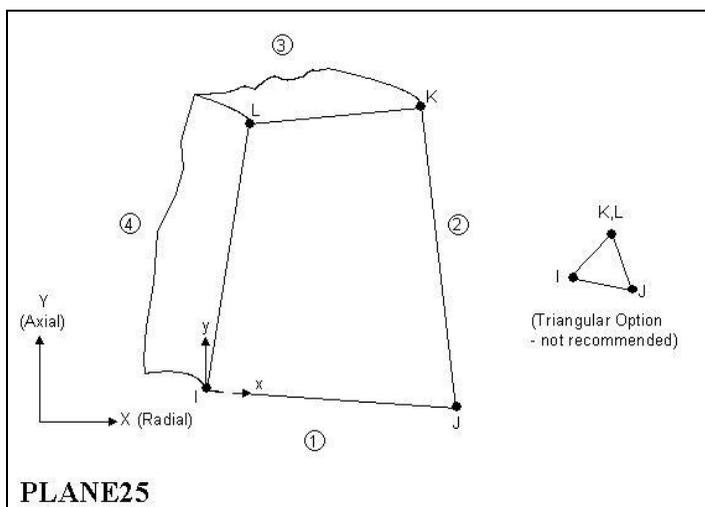
Fonte: Do autor.

Com o objetivo de facilitar a posterior comparação de resultados, classificou-se de modelos *Grupo 1*, todos os modelos sólidos envolvendo fuso, porta-ferramenta, pinça e fresa, discretizados com elementos *SOLID92*, conforme os procedimentos descritos anteriormente.

O tempo necessário para processamento dos modelos dos conjuntos com a fresa de $\text{Ø}12,00$ mm foi significativamente maior que o necessário para processar os modelos com a fresa de $\text{Ø}16,00$ mm. Os modelos com a fresa de $\text{Ø}16,00$ mm foram processados em aproximadamente cinquenta minutos, enquanto que para se processar os modelos com a fresa $\text{Ø}12,00$ mm foram necessários mais de três horas.

Devido aos altos tempos de processamento e em função das características da geometria dos conjuntos, pensou-se como alternativa o desenvolvimento de modelos utilizando elementos axissimétricos do tipo *PLANE25*. O *PLANE25* é utilizado para modelagem 2D de estruturas axissimétricas com carregamentos não axissimétricos. Os elementos são definidos por quatro nós, com três graus de liberdade em cada nó, translações nas direções nodais X, Y e Z. Para coordenadas nodais no plano X-Y, essas direções correspondem às direções radial, axial e tangencial, respectivamente. Esse elemento pode ainda ser colapsado assumindo a geometria de um triângulo de cinco nós, conforme mostrado na figura 3.27 abaixo [30].

Figura 3.27 – Detalhes da geometria do elemento PLANE25.



Fonte: Ansys [30].

Como as geometrias das peças envolvidas não são totalmente axissimétricas, a validação dessa proposta passou inicialmente por uma análise comparativa entre os volumes e massa das peças e conjuntos, nos modelos 3D desenvolvidos e na proposta axissimétrica. Essa análise inicial foi desenvolvida tomando como base um conjunto envolvendo a fresa Ø16,00 mm. Os volumes e as massas das peças na proposta axissimétrica foram obtidas através da revolução das seções das peças mostradas na figura 3.16. A tabela abaixo apresenta os valores dos volumes e das massas das peças e conjuntos para as duas condições.

Tabela 3.2 – Volumes e massa das peças e conjuntos

Características das peças		Modelos 3D	Modelos Axissimétricos	Diferença
Fresa Ø16,00 mm	Volume (cm ³)	23,6	23,5	-0,1
	Massa (g)	348,2	347,3	-0,9
Pinça	Volume (cm ³)	34,9	36,9	2,0
	Massa (g)	274,2	289,7	15,5
Porta-ferramenta	Volume (cm ³)	243,0	243,4	0,4
	Massa (g)	1907,8	1911,1	3,3
Fuso	Volume (cm ³)	799,6	798,6	-1,0
	Massa (g)	6277,0	6269,0	-8,0
Conjunto	Volume (cm ³)	1101,1	1102,4	1,3
	Massa (g)	8807,2	8817,1	9,9

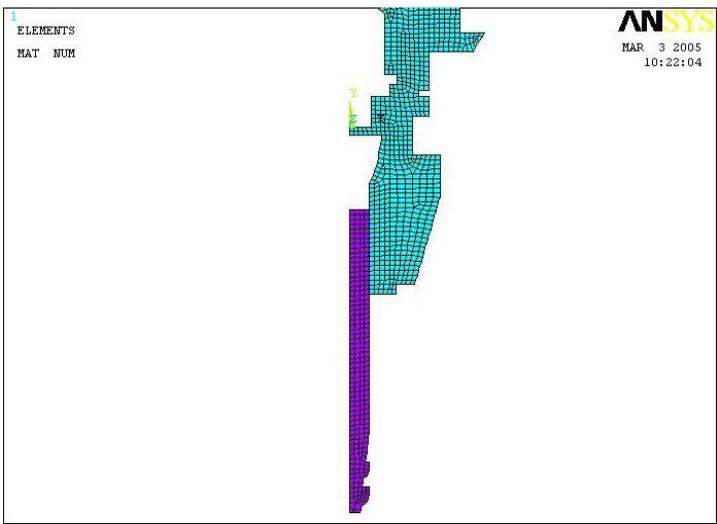
A análise comparativa mostrou que as diferenças entre massas e volumes das peças nos modelos 3D e modelos axissimétricos são desprezíveis. O passo seguinte foi o desenvolvimento de uma avaliação comparativa da rigidez dos conjuntos nas duas condições de modelagem. Para isso, desenvolveram-se análises estáticas para se avaliar a rigidez à flexão dos conjuntos. Utilizou-se o modelo 3D envolvendo a fresa Ø16,00 mm, com o comprimento em balanço da fresa de 90,00 mm, o qual foi editado para colocação de uma carga de 1,0 N, atuando em uma direção paralela ao eixo X, na extremidade em balanço da fresa. Esse modelo então foi processado para determinação do deslocamento na ponta da fresa. O passo seguinte foi a construção de um modelo do conjunto utilizando elementos axissimétricos. Para isso foi utilizado como referência o contorno de uma meia-seção da montagem envolvendo a fresa Ø16,00 mm com um comprimento em balanço de 90,00 mm, similar à meia-seção mostrada na figura 3.16. Os detalhes da malha de elementos finitos do modelo axissimétrico são mostrados nas figuras 3.28 e 3.29.

Figura 3.28 – Malha de elementos finitos do modelo axissimétrico com a fresa Ø16,00 mm e comprimento em balanço de 90,00 mm.



Fonte: Do autor.

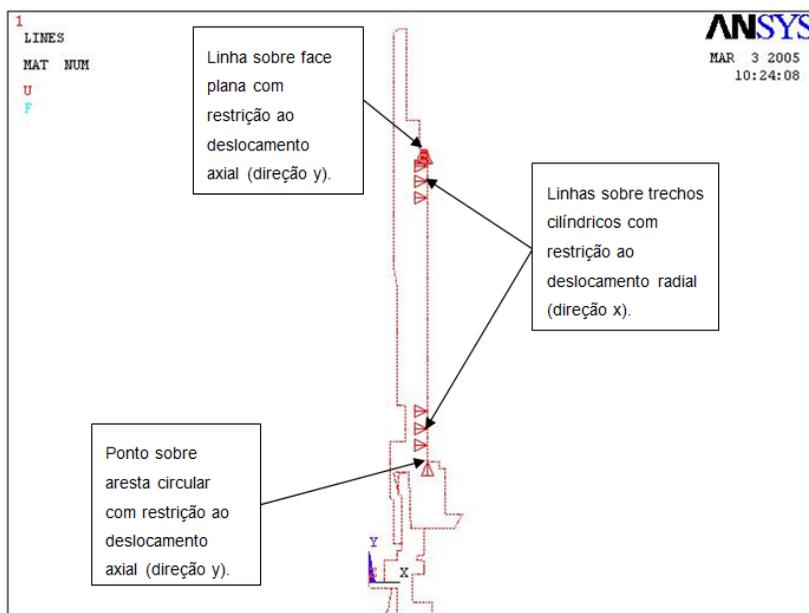
Figura 3.29 – Detalhes da malha de elementos finitos na região da fresa Ø16,00 mm.



Fonte: Do autor.

Nas duas regiões de interface do fuso com os rolamentos, foram impostas restrições aos deslocamentos na direção do eixo X (direção radial). Na área plana da parte superior do fuso, logo acima da região de contato do fuso com o rolamento superior, foi imposta restrição ao deslocamento da linha na direção do eixo Y (direção axial). No contorno inferior (aresta circular) da região de contato do fuso com o rolamento inferior, foi imposta também restrição ao deslocamento do ponto na direção do eixo Y. A figura 3.30 mostra as condições de contorno impostas.

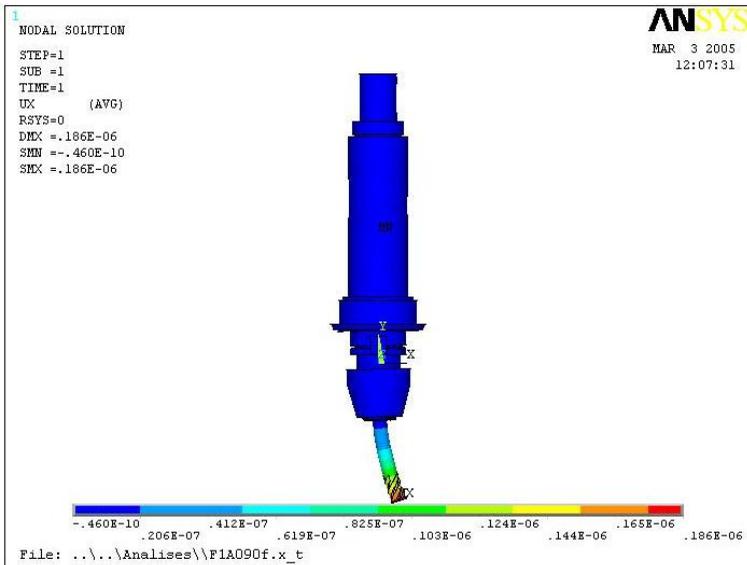
Figura 3.30 – Condições de contorno no modelo axissimétrico.



Fonte: Do autor.

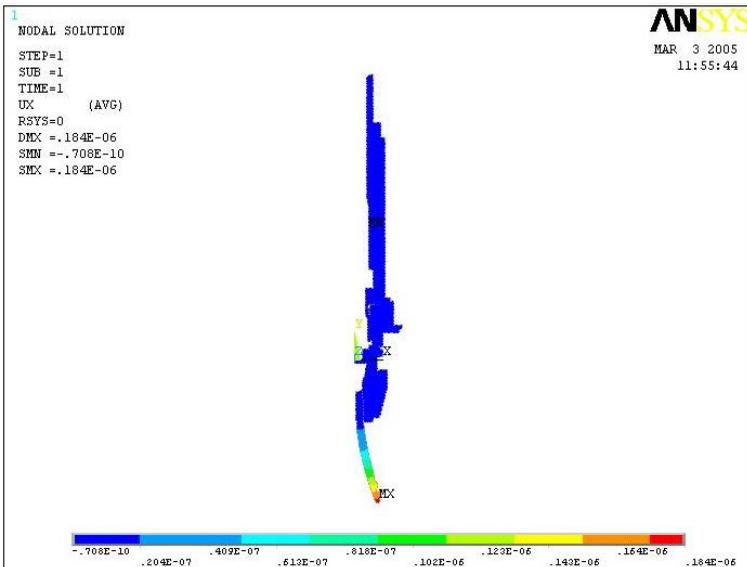
Finalizada as análises estáticas para se avaliar a rigidez à flexão do conjunto com o modelo axissimétrico e com o modelo sólido 3D, os resultados alcançados estão mostrados nas figuras 3.31 e 3.32 a seguir. Os valores dos deslocamentos nodais avaliados apresentam uma diferença muito pequena, em torno de 1%.

Figura 3.31 – Deslocamentos nodais na direção X, modelo sólido 3D.



Fonte: Do autor.

Figura 3.32 – Deslocamentos nodais na direção X, modelo axissimétrico.

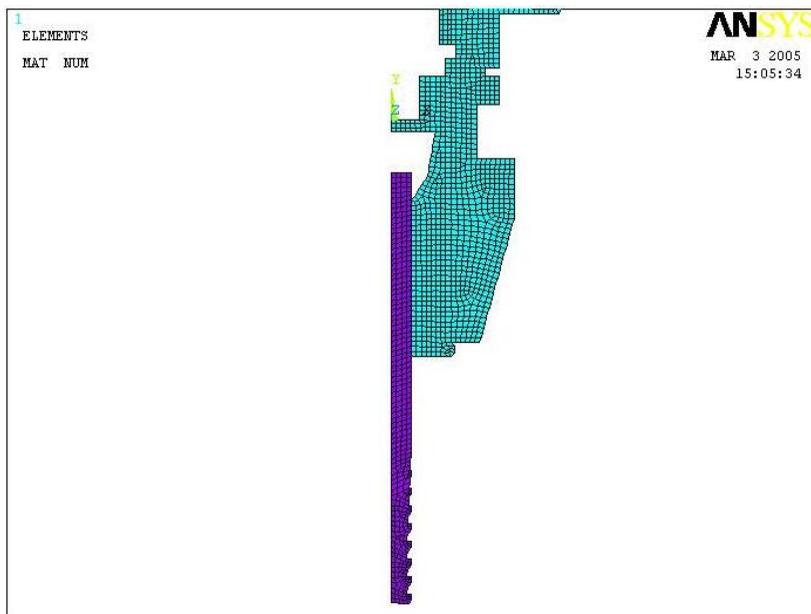


Fonte: Do autor.

Em função destes resultados, a utilização de modelos axissimétricos para simulação do comportamento dinâmico dos conjuntos foi considerada adequada.

A figura 3.33 apresenta os detalhes da malha de elementos finitos para fresa de Ø12,00 mm.

Figura 3.33 – Detalhes da malha de elementos finitos na região da fresa Ø12,00 mm.



Fonte: Do autor.

Classificou-se de modelos *Grupo 2*, todos os modelos envolvendo fuso, porta-ferramenta, pinça e fresa discretizados com elementos axissimétricos do tipo *PLANE25*, conforme os procedimentos descritos anteriormente.

Para todos os modelos discretizados através de elementos axissimétricos foram desenvolvidas análises modais, cujo método selecionado para extração dos autopares foi o método da iteração subespacial. Foram calculadas todas as frequências naturais e modos na faixa de 0 até 10.000 Hz.

Finalmente, foi criado um novo grupo de modelos axissimétricos, denominado como *Grupo 3*, que incorporam as demais peças mostradas

na figura 3.19. A malha desse modelo, para o caso da fresa $\varnothing 16,00$ mm, está representada na figura 3.34.

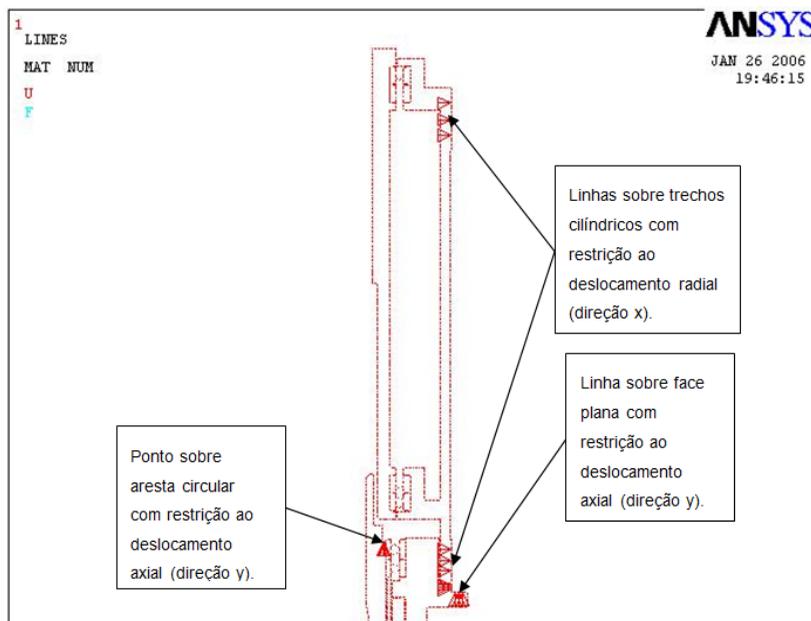
Figura 3.34 – Detalhes da malha de elementos finitos de um modelo do Grupo 3.



Fonte: Do autor.

Nos modelos desse último grupo, nas duas regiões de interface do cilindro externo do motor com a estrutura da máquina, foram impostas restrições de deslocamento na direção radial. Na área plana da parte superior da peça de suportes do fuso, na região de interface com a estrutura da máquina, foi imposta restrição de deslocamento na direção axial. No contorno superior da região de contato do rolamento superior com a porca-trava, foi imposta também restrição ao deslocamento axial. A figura 3.35 mostra as condições de contorno impostas.

Figura 3.35 – Condições de contorno no modelo axissimétrico, Grupo 3.



Fonte: Do autor.

3.5.7 Procedimento de cálculo das funções resposta em frequência (FRF) de cada montagem pelo método de elementos finitos (MEF)

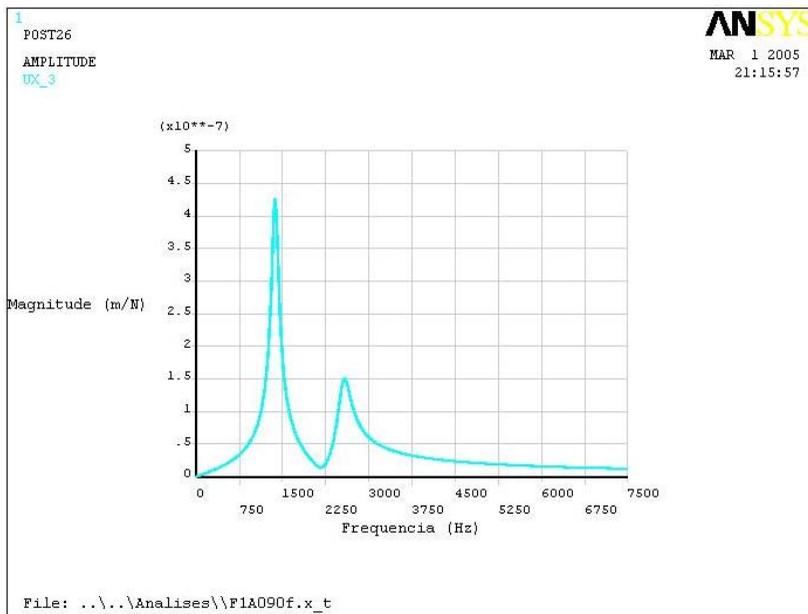
As funções resposta em frequência (FRF) de cada montagem foram obtidas através do desenvolvimento de análises da resposta harmônica por superposição modal.

Para se obter uma resposta suficientemente precisa, é recomendável utilizar modos cujos valores das frequências superem em 50% o limite da faixa da frequência de usinagem desejada.

Em relação ao amortecimento em uma análise harmônica por superposição modal, pode-se definir um quociente de amortecimento constante ou definir o quociente de amortecimento para cada modo. Para o desenvolvimento das análises da resposta harmônica das montagens, adotaram-se inicialmente valores de quociente de amortecimento viscoso constantes, determinados conforme procedimento descrito no item 3.5.2. Em uma segunda etapa utilizaram-se os valores de quociente de amortecimento viscoso específicos para cada modo de vibração, com o objetivo de melhor avaliar o ajuste das magnitudes das curvas FRF

numéricas quando comparadas com as curvas experimentais. Foram aplicadas em cada modelo, na extremidade em balanço das fresas, cargas nodais de magnitude igual a 1 N, atuando na direção X. Foram especificadas também uma faixa de frequência de atuação das cargas de 0 até 7.500 Hz e o número de 1.600 soluções harmônicas a serem determinadas nessa faixa. Após a definição desses detalhes os modelos foram processados e as curvas FRF foram obtidas. A figura 3.36 mostra a função resposta em frequência (FRF) do modelo com a fresa Ø16,00 mm e comprimento em balanço de 90,00 mm, obtida de uma análise da resposta harmônica por superposição modal calculada através do software ANSYS.

Figura 4.36 – Curva FRF do modelo com a fresa Ø16,00 mm e comprimento em balanço de 90,00 mm.



Fonte: Do autor.

3.5.8 Procedimento de cálculo as curvas de lóbulos de estabilidade

Como apresentado na seção 2.8, os diagramas de lóbulos de estabilidade são calculados usando os parâmetros do corte (K_t, K_r), a imersão radial (ϕ_{st}, ϕ_{ex}), as características dinâmicas do sistema (frequências naturais, rigidez e amortecimento refletidos na ponta da ferramenta de corte).

A metodologia proposta por Altintas e Budak [41], mostrada na seção 2.7, foi implementada através do software MATLAB. Através dessa rotina foi possível o cálculo e a plotagem de gráficos relacionando a profundidade crítica de corte (a_{lim}) e a velocidade de rotação do cabeçote da máquina (Ω), indicando as condições mais estáveis para desenvolvimento das usinagens. Para obtenção dos diagramas de lóbulos de estabilidade foram utilizados valores de parâmetros de corte (K_t, K_r) extraídos de referências bibliográficas sobre processos de usinagem, valores de frequências naturais e dos quocientes de amortecimento viscoso obtidos através do procedimento de extração dos parâmetros modais demonstrado na seção 3.5.3, e valores de coeficientes de rigidez dos conjuntos determinados através do desenvolvimento de análises estáticas no software ANSYS, utilizando os modelos do *Grupo 3*.

4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 MONTAGENS COM A FRESA Ø16,00 MM

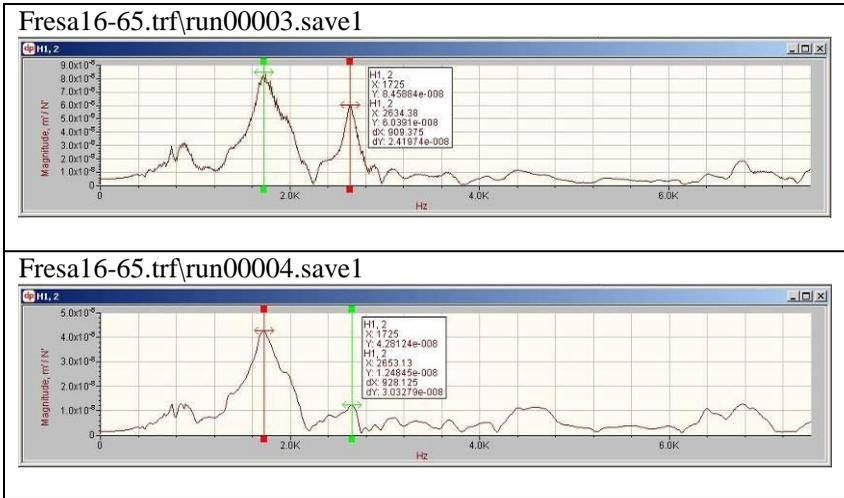
As funções resposta em frequência (FRF) para cada montagem foram obtidas por teste de impacto empregando martelo e acelerômetro, conforme procedimento descrito no item 3.5.1. Os testes de impacto foram realizados no centro de usinagem CNC de cinco eixos, fabricante HERMLE, modelo C 600U, localizada no Instituto Tecnológico da Aeronáutica – ITA, em São José dos Campos, São Paulo.

Através de uma análise direta das curvas FRF experimentais, avaliaram-se as frequências naturais do modo flexível dominante da montagem e de outros modos relevantes. Com base no sinal do acelerômetro no domínio do tempo, determinaram-se valores médios para o quociente de amortecimento viscoso, conforme procedimento descrito no item 3.5.2. O procedimento de extração dos parâmetros modais, descrito no item 3.5.3, permitiu também a determinação dos valores das frequências naturais e dos quocientes de amortecimento viscoso dos modos mais relevantes. Também foi empregado o MEF para a análise das frequências naturais e modos de vibração e para extração de funções resposta em frequência (FRF), conforme procedimentos descritos nos itens 3.5.5, 3.5.6 e 3.5.7.

4.1.1 Montagem com balanço L = 65 mm

A figura 4.1 mostra as FRF's medidas na extremidade da fresa para o comprimento em balança L = 65 mm. Na figura já estão indicadas as frequências e as magnitudes nos modos flexíveis dominantes identificadas em cada ensaio.

Figura 4.1 – Curvas FRF do sistema para L = 65 mm



Fonte: Do autor.

Os valores obtidos através do procedimento de extração dos parâmetros modais estão apresentados na tabela abaixo.

Tabela 4.1 – Parâmetros modais extraídos da FRF experimental

	Frequência Natural (Hz)	Quocientes de Amortecimento Viscoso
1 ^o modo	1689,7	0,0210
2 ^o modo	2649,6	0,0464
3 ^o modo	3754,6	0,7485

Os valores das frequências naturais e modos de vibração de maior influência na ponta da ferramenta, obtidos através das análises modais pelo método de elementos finitos, estão apresentados na tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Frequências naturais obtidas pelo MEF

	Modelo <i>Grupo 1</i> (Hz)	Modelo <i>Grupo 2</i> (Hz)	Modelo <i>Grupo 3</i> (Hz)
1 ^o modo	1766,8	1765,4	1609,9 (2 ^o modo)
2 ^o modo	3541,8	3549,0	2517,0 (4 ^o modo)
3 ^o modo	-	6769,0	3713,9 (6 ^o modo)

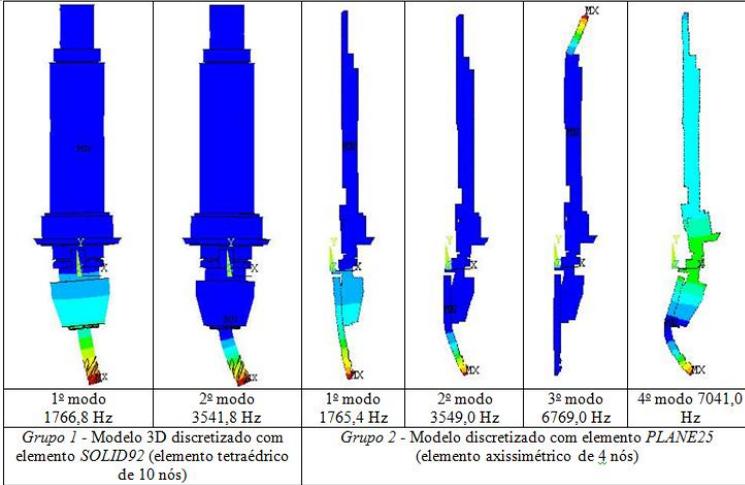
A tabela mostra concordância de todos os modelos e o ensaio apenas para 1^a frequência natural. Os valores da 2^a frequência natural calculados pelos modelos *Grupo 1* e *Grupo 2* já apresentam diferença muito grande em relação aos ensaios experimentais, fato que motivou a criação dos modelos *Grupo 3*, que com a incorporação dos novos componentes flexibilizou o sistema e permitiu o aparecimento de novos modos de vibração presentes na estrutura. Este é um aspecto relevante do presente estudo, pois é frequente na literatura admitir rigidez suficiente nas estruturas e componentes de suportação dos eixos-árvore e simular apenas os subconjuntos compostos pelo eixo-árvore, sistema de fixa o e ferramenta de corte [1, 5].

Os resultados obtidos com o modelo ampliado representam claramente melhor os valores experimentais (tabela 4.1) que os obtidos com os modelos anteriores. A inclusão de novas peças, como o cone de suporta o do fuso e as peças do motor de acionamento do fuso, serviram para corrigir a rigidez do conjunto e para a visualiza o de outros modos de vibra o na faixa de interesse. Os modos de maior influência na ponta da ferramenta foram o 2^o modo, o 4^o modo e o 6^o modo. Esses valores apresentaram boa aproxima o das m dias dos valores experimentais dos modos flexíveis dominantes apresentados na tabela 4.1. Os demais modos verificados servem para entender melhor o comportamento dinâmico do conjunto, apesar de não terem influência significativa na ponta da ferramenta. Baseado nesses resultados, adotaram-se os modelos *Grupo 3* para estudar o comportamento dinâmico das demais montagens.

Ficou evidenciado que quanto maior o número de peças utilizadas na composi o do modelo matemático dos conjuntos, melhor seria a convergência dos resultados. No entanto a documenta o disponível e impossibilidade de medi o de alguns elementos limitaram a composi o dos modelos, sendo os modelos classificados como *Grupo 3* a composi o mais completa alcançada.

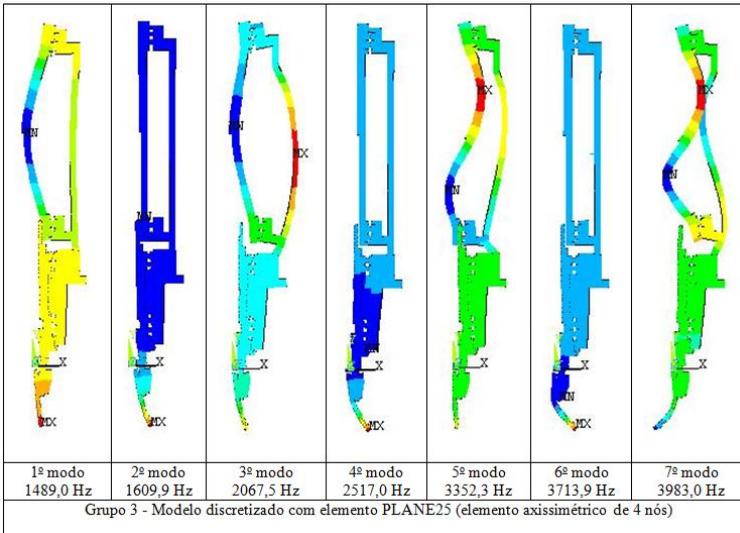
A figura 4.2 mostra os modos de vibração calculados através dos modelos *Grupo 1* e *Grupo 2* e a figura 4.3 mostra os modos de vibração obtidos com o modelo *Grupo 3*.

Figura 4.2 – Modos de vibração obtidos com os modelos Grupo 1 e Grupo 2.



Fonte: Do autor.

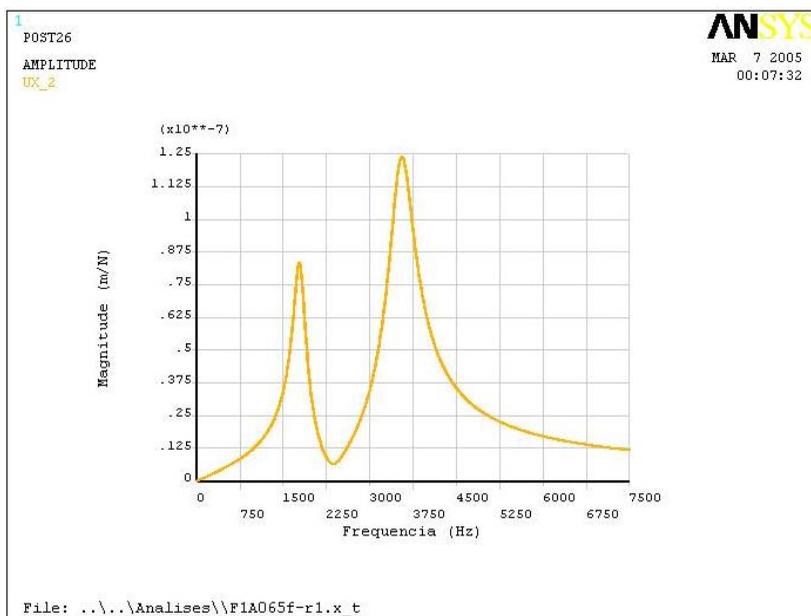
Figura 4.3 – Modos de vibração obtidos com o modelo Grupo 3.



Fonte: Do autor.

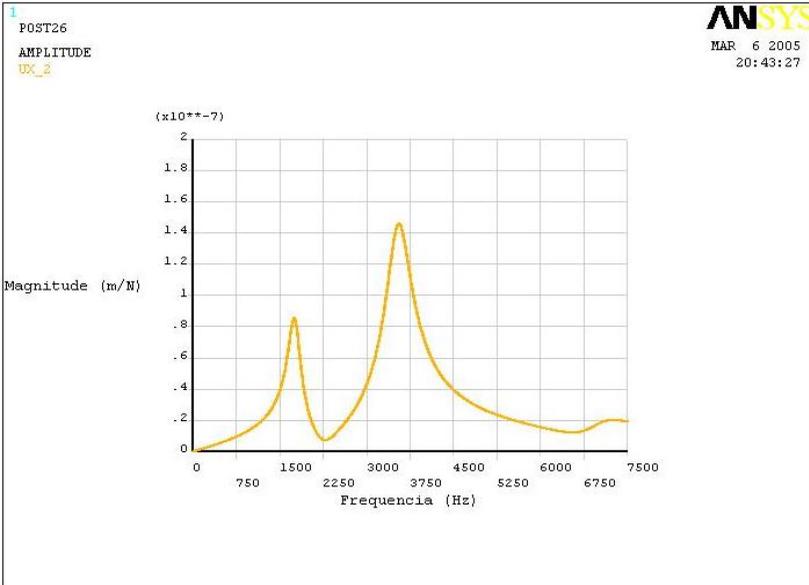
As curvas FRF's mostradas nas figuras 4.4 e 4.5 apresentam boa aproximação em relação à curva experimental nos trechos correspondentes ao 1º modo, onde tanto os valores das frequências naturais quanto das magnitudes convergiram. A aproximação dos valores das magnitudes do 1º modo entre os resultados numéricos e experimentais reflete a coerência do valor médio do quociente de amortecimento viscoso calculado. Entretanto, as curvas apresentam um 2º modo muito significativo, aparecendo como modo flexível dominante, o que não foi verificado nas curvas experimentais. De forma geral, as curvas obtidas utilizando um valor constante de quociente de amortecimento não apresentam boa convergência em relação à curva experimental, apresentando diferenças significativas em relação aos pontos de maior flexibilidade. As figuras 4.4 e 4.5 abaixo mostram as curva FRF's obtidas através dos modelos *Grupo 1* e *Grupo 2* respectivamente, com o quociente de amortecimento viscoso constante de $\zeta = 0,0624$.

Figura 4.4 – Curva FRF extraída através do modelo Grupo 1.



Fonte: Do autor.

Figura 4.5 – Curva FRF extraída através do modelo Grupo 2.

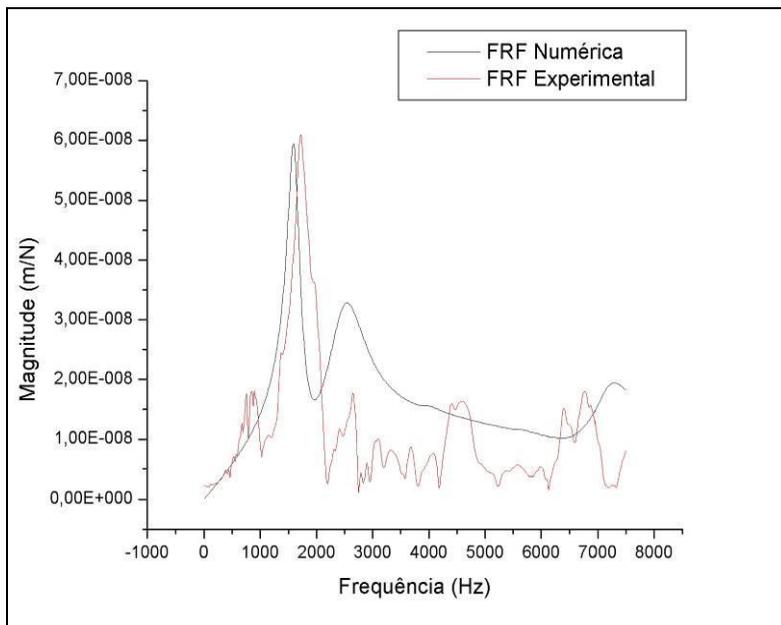


Fonte: Do autor.

Dessa forma, fica constatado que a melhoria da convergência das curvas só seria possível através da utilização do modelo *Grupo 3*, que apresentou melhor aproximação das médias dos valores experimentais dos modos flexíveis dominantes, com a utilização de valores modais de quociente de amortecimento viscoso.

Figura 4.6 mostra a FRF experimental e numérica com valores de amortecimentos viscoso modal (valores segundo procedimento 3.5.3).

Figura 4.6 – Curvas FRF experimental e numérica extraída através do modelo Grupo 3.



Fonte: Do autor.

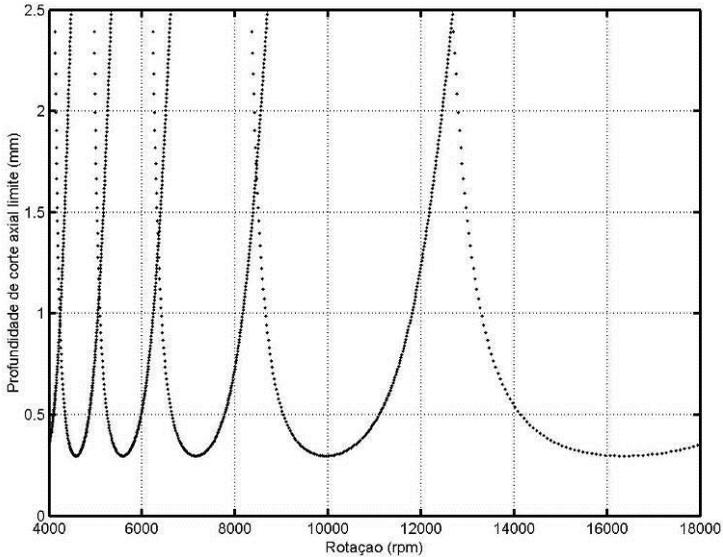
Nessa figura se observa uma melhor aproximação das curvas em relação às magnitudes, em função da utilização dos valores dos quocientes de amortecimento viscoso obtidos através da extração dos parâmetros modais das curvas experimentais.

As análises realizadas tornam evidente a importância de uma adequada escolha do modelo dinâmico em termos de geometria, número de componentes modelados, condições de contorno e cálculo correto de coeficientes de amortecimento.

Os resultados obtidos, embora aceitáveis para o presente contexto, dão margem a uma série de melhorias nos aspectos de modelagem citados.

A curva de apresentada na figura 4.7 foi desenvolvida para a montagem utilizando a fresa de topo reto $\varnothing 16$ mm com 4 dentes, com um comprimento em balanço de $L = 65$ mm (rigidez, $k_x = k_y = 11,312 \times 10^6$ N/m), para usinagem de uma liga de alumínio 7075-T6, ângulo de entrada e saída da fresa 0° e 180° (corte em cheio), respectivamente.

Figura 4.7 – Carta de estabilidade para fresa \varnothing 16 mm com 4 dentes, $L=65$ mm.



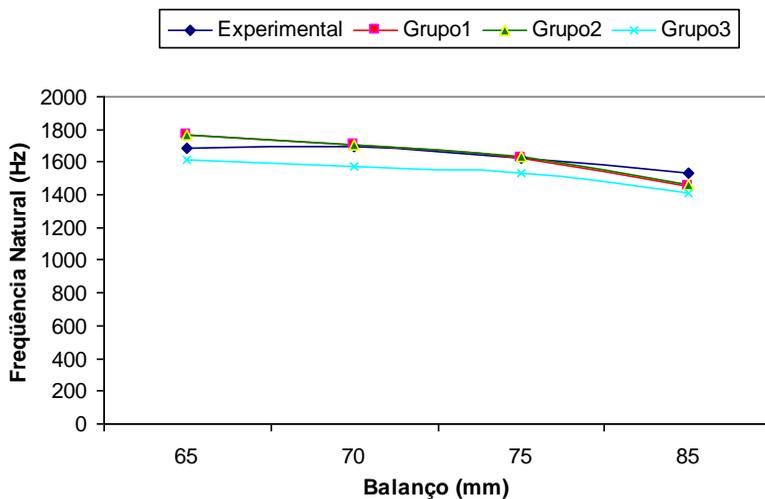
Fonte: Do autor.

A carta de estabilidade, composta pelas curvas de lóbulos de estabilidade, caracteriza as regiões onde o corte a usinagem ocorreria de uma forma estável e regiões propícias a ocorrência de vibrações autoexcitadas. A área abaixo dos lóbulos representa a região de corte estável e a área acima representa a região de instabilidade. Pelo gráfico apresentado na figura 4.7, a condição mais favorável ao corte, indicando profundidade de corte limite elevada (superior a 2,0 mm), seria para a rotação $n = 12.673$ rpm. Uma rotação em torno de 10.000 rpm corresponderia a uma condição desfavorável.

Os demais resultados para a fresa \varnothing 16 mm estão mostrados no anexo III.

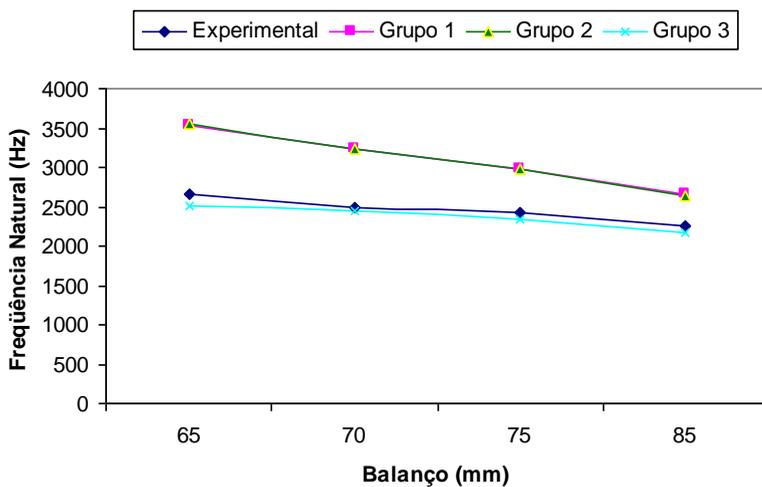
As figuras 4.8 e 4.9 mostram os valores das frequências naturais em função do balanço.

Figura 4.8 – Frequências naturais dos conjuntos, 1ª Modo.



Fonte: Do autor.

Figura 5.9 – Frequências naturais dos conjuntos, 2ª Modo.

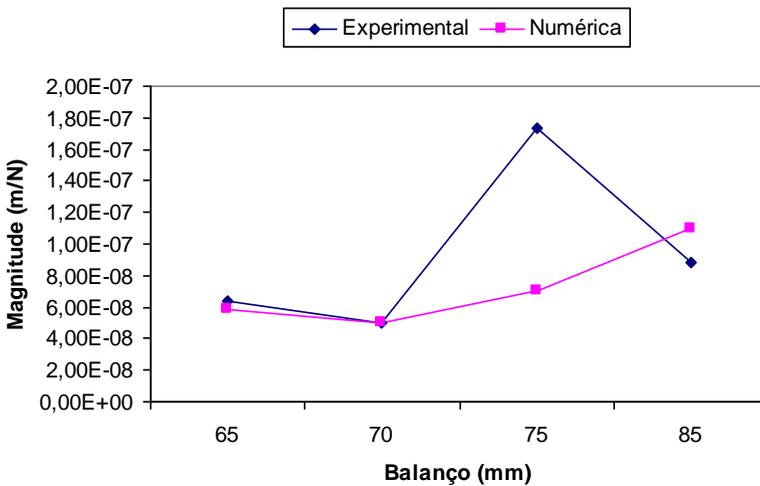


Fonte: Do autor.

As figuras confirmam a concordância de todos os modelos e o ensaio em relação à 1ª frequência natural. Apenas os resultados calculados pelos modelos *Grupo 3* se aproximaram dos valores experimentais obtidos. Os valores calculados pelos modelos *Grupo 1* e *Grupo 2* apresentam diferença muito grande em relação aos ensaios experimentais, fato que confirmou os modelos *Grupo 3*, como sendo mais adequados para o desenvolvimento dos estudos propostos.

A figura 4.10 mostra os valores das magnitudes experimentais e numéricas, em função do balanço.

Figura 4.10 – Magnitudes do modo flexível dominante, 1o Modo



Fonte: Do autor.

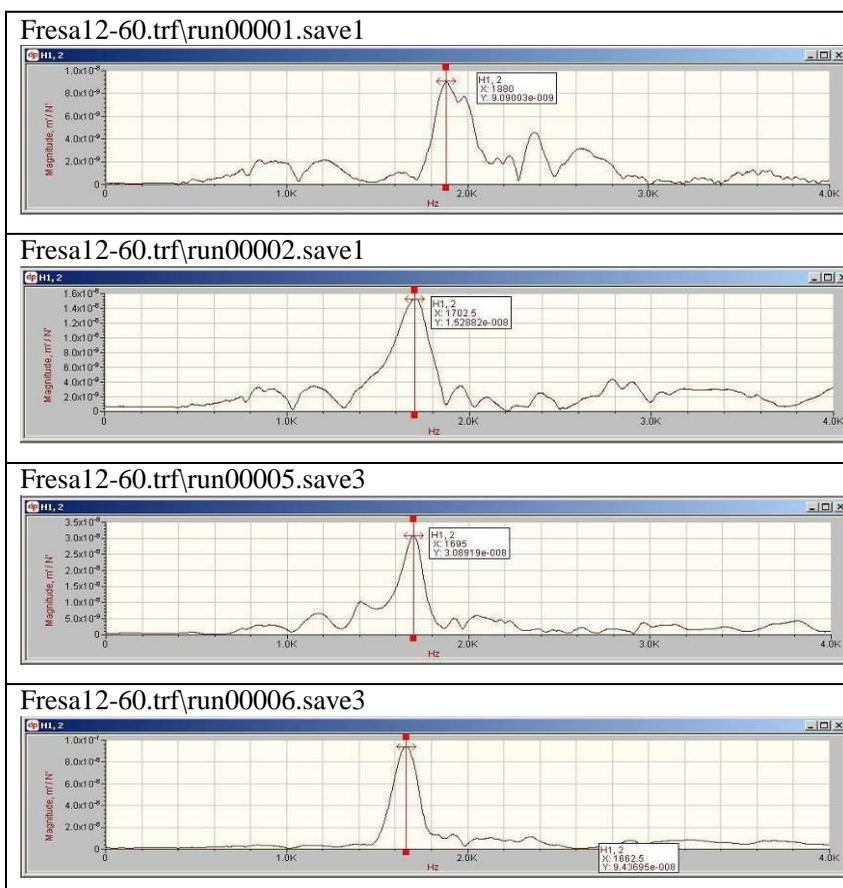
Exceto pelos valores correspondentes ao balanço $L = 75$ mm, verificou-se uma boa aproximação entre os valores experimentais e numéricos (calculados através dos modelos *Grupo 3*) das magnitudes para o modo flexível dominante. É precipitado, no entanto, garantir a qualidade dessas informações, uma vez que as magnitudes dependem do quociente de amortecimento viscoso das montagens, e não foi possível a identificação de um padrão estabelecido para os valores dos coeficientes de amortecimento.

4.2 MONTAGENS COM A FRESA Ø 12,00 MM

4.2.1 Montagem com balanço L = 60 mm

A figura 4.11 mostra as FRF's medidas na extremidade da fresa para o comprimento em balança L = 60 mm. Na figura já estão indicadas as frequências e as magnitudes dos modos flexíveis dominantes identificadas em cada ensaio.

Figura 4.11 – Curvas FRF extraídas dos testes de impacto na montagem com a fresa Ø12,00 mm e comprimento em balanço de 60,00 mm.



Fonte: Do autor.

Os valores obtidos através do procedimento de extração dos parâmetros modais estão apresentados na tabela abaixo.

Tabela 4.3 – Parâmetros modais extraídos da FRF experimental

	Frequência Natural (Hz)	Quocientes de Amortecimento Viscoso
1º modo	1711,0	0,0210
2º modo	2591,2	0,0856
3º modo	3215,8	0,8499

Os valores das frequências naturais e modos de vibração obtidos através das análises modais pelo método de elementos finitos, de maior influência na ponta da ferramenta, estão apresentados na tabela 4.4.

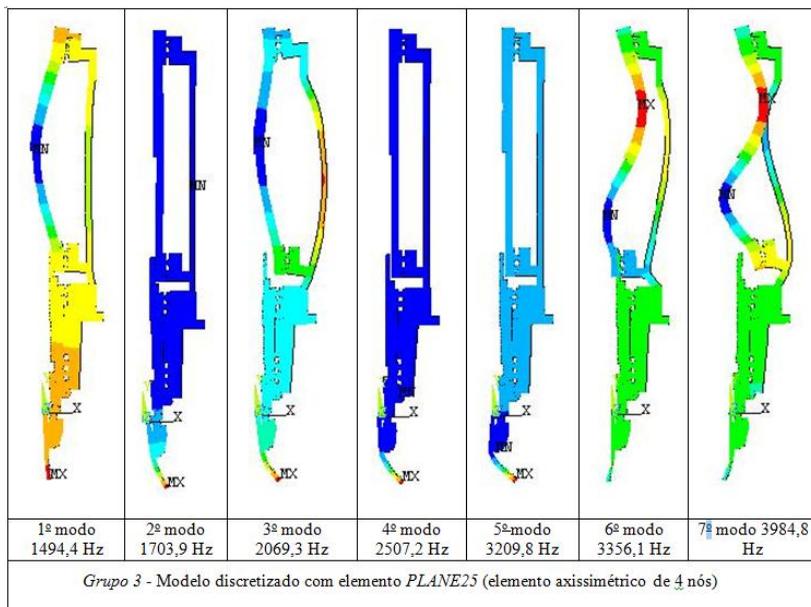
Tabela 4.4 – Frequências naturais obtidas pelo MEF

	Modelo <i>Grupo 1</i> (Hz)	Modelo <i>Grupo 2</i> (Hz)	Modelo <i>Grupo 3</i> (Hz)
1º modo	1923,3	1887,7	1703,9 (2º modo)
2º modo	3053,0	2997,9	2507,2 (4º modo)
3º modo	-	6729,2	3209,8 (5º modo)

As tabelas mostram que os resultados obtidos com o modelo Grupo 3 representam claramente melhor os valores experimentais (tabela 4.3) que os obtidos com os modelos anteriores. A inclusão de novas peças, como o cone de suportação do fuso e as peças do motor de acionamento do fuso, serviram para corrigir a rigidez do conjunto e para a visualização de outros modos de vibração na faixa de interesse. Os modos de maior influência na ponta da ferramenta foram o 2º modo, o 4º modo e o 5º modo. Esses valores apresentaram boa aproximação das m dias dos valores experimentais dos modos flexíveis dominantes. Os demais modos verificados servem para entender melhor o comportamento dinâmico do conjunto, apesar de não terem influência significativa na ponta da ferramenta.

Baseado nesses resultados, adotaram-se os modelos *Grupo 3* para estudar o comportamento dinâmico das demais montagens.

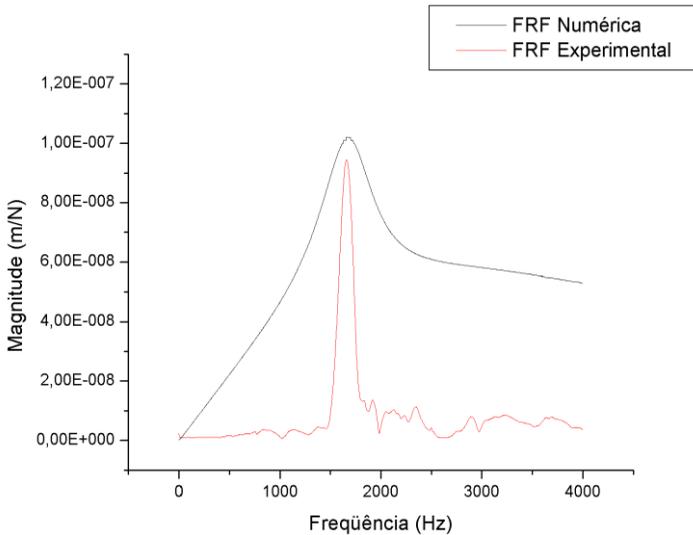
A figura 4.12 mostra os modos de vibração obtidos com o modelo *Grupo 3*.

Figura 4.12 – Modos de vibração do sistema para $L = 60$ mm.

Fonte: Do autor.

Figura 4.13 mostra a FRF experimental e numérica com valores de amortecimentos viscoso modal (valores segundo procedimento 3.5.3).

Figura 4.13 – Curvas FRF experimental e extraída através do modelo Grupo 3.

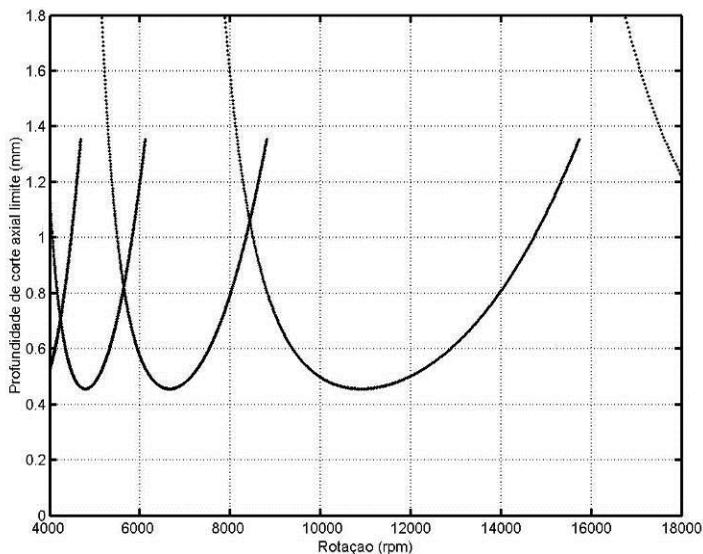


Fonte: Do autor.

As frequências e as magnitudes do primeiro modo dominante ficaram bem ajustadas, mas as magnitudes do segundo e terceiro modo na curva numérica superaram em muito as magnitudes dos modos correspondentes na curva experimental. Isso mostra que o modelo ainda é passível de ajustes, principalmente em relação aos quocientes de amortecimento viscoso utilizados. Como para a obtenção das curvas de lóbulos de estabilidade utilizam-se apenas informações referentes ao modo flexível dominante (frequência natural o quociente de amortecimento viscoso), a condição de ajuste obtida já satisfaz essa necessidade.

A carta de estabilidade apresentada na figura 4.14 mostra os resultados obtidos para a montagem utilizando a fresa de topo reto \varnothing 12 mm com 6 dentes, com um comprimento em balanço de $L = 60$ mm (rigidez, $k_x = k_y = 5,376 \times 10^6$ N/m), para usinagem de uma liga de alumínio 7075-T6, ângulo de entrada e saída da fresa 0° e 180° (corte em cheio), respectivamente.

Figura 4.14 – Carta de estabilidade para fresa $\varnothing 12$ mm com 6 dentes, $L = 60$ mm.



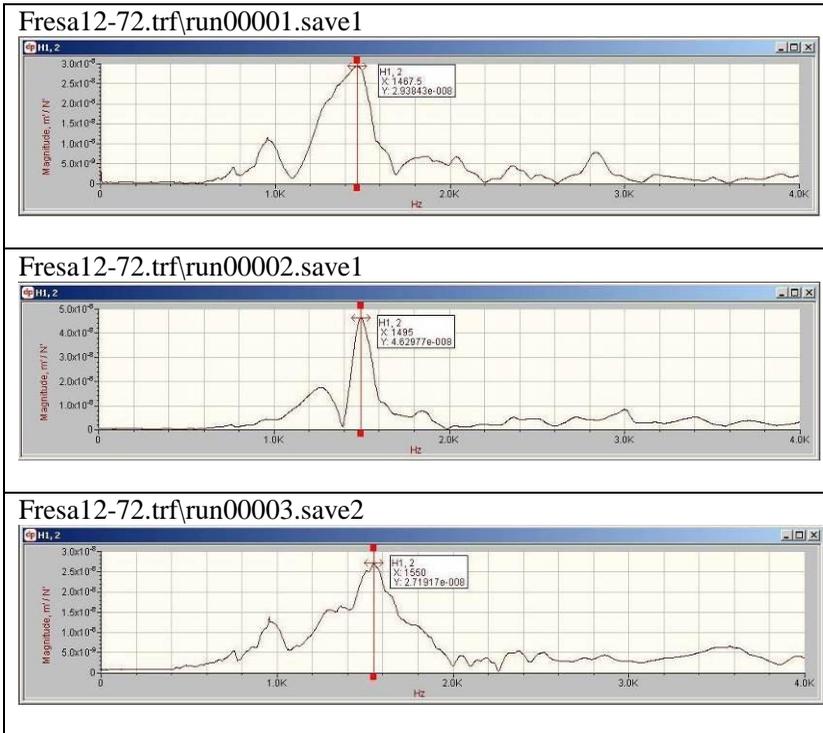
Fonte: Do autor.

Este gráfico mostra que a condição mais favorável ao corte, indicando profundidade de corte limite em torno de 1,4 mm, seria para a rotação $n = 16.000$ rpm, correspondendo ao limite da máquina. Uma rotação em torno de 11.000 rpm corresponderia a uma condição desfavorável.

4.2.2 Montagem com balanço $L = 72$ mm

A figura 4.15 mostra as FRF's medidas na extremidade da fresa para o comprimento em balanço $L = 72$ mm. Na figura já estão indicadas as frequências e as magnitudes dos modos flexíveis dominantes identificadas em cada ensaio.

Figura 4.15 – Curvas FRF extraídas dos testes de impacto na montagem com a fresa Ø12,00 mm e comprimento em balanço de 72,00 mm.



Fonte: Do autor.

Os valores das frequências naturais obtidos através das análises modais, utilizando o método de elementos finitos, estão mostrados na tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Frequências naturais obtidas pelo MEF

	Modelo Grupo 1 (Hz)	Modelo Grupo 2 (Hz)	Modelo Grupo 3 (Hz)
1 ^o modo	1682,3	1660,8	1584,4 (2 ^o modo)
2 ^o modo	2521,1	2475,7	2133,9 (4 ^o modo)
3 ^o modo	-	6728,7	2951,4 (5 ^o modo)

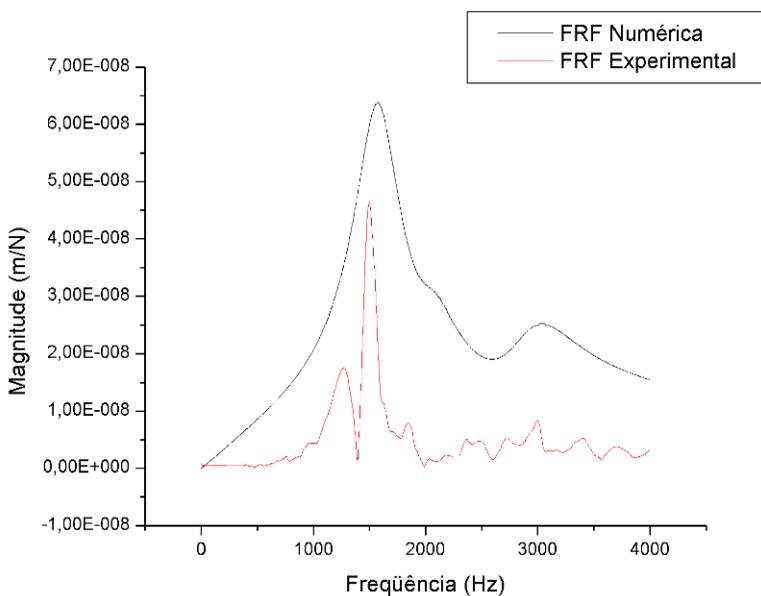
Os valores obtidos através do procedimento de extração dos parâmetros modais estão apresentados na tabela abaixo.

Tabela 4.6 – Parâmetros modais extraídos da FRF experimental

	Frequências Naturais (Hz)	Quocientes de Amortecimento Viscoso
1º modo	1520,0	0,0474
2º modo	1992,8	0,9354
3º modo	2867,0	0,0355

Figura 4.16 mostra a FRF experimental e numérica com valores de amortecimentos viscoso modal (valores segundo procedimento 4.5.3).

Figura 5.16 – Curvas FRF experimental e extraída através do modelo Grupo 3.

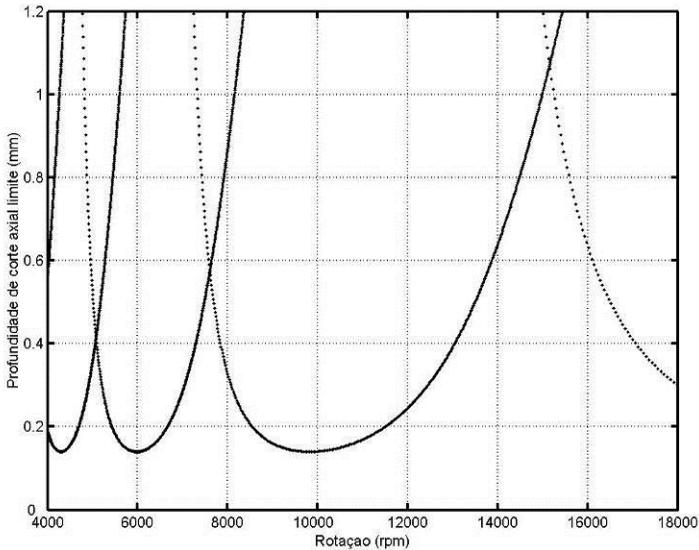


Fonte: Do autor.

A curva numérica alcançada apresentou boa convergência em relação à curva experimental, com as frequências dos modos dominantes bem ajustadas, mas com as magnitudes superando os valores correspondentes na curva experimental. Isso indica que o modelo ainda é passível de ajustes, principalmente em relação aos quocientes de amortecimento viscoso utilizados.

A curva apresentada na figura 4.17 mostra os resultados obtidos para a montagem utilizando a fresa de topo reto $\varnothing 12$ mm com 6 dentes, com um comprimento em balanço de $L = 72$ mm (rigidez, $k_x = k_y = 3,533 \times 10^6$ N/m), para usinagem de uma liga de alumínio 7075-T6, ângulo de entrada e saída da fresa 0° e 180° (corte em cheio), respectivamente.

Figura 4.17 – Carta de estabilidade para fresa $\varnothing 12$ mm com 6 dentes, $L = 72$ mm.

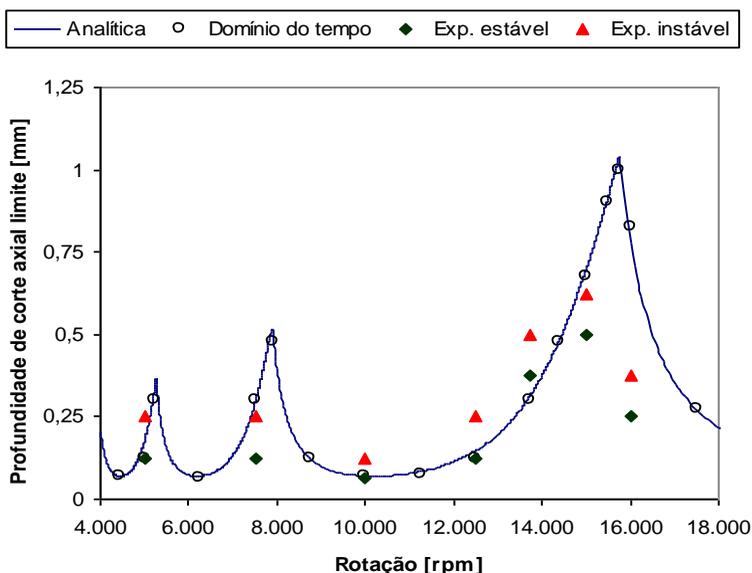


Fonte: Do autor.

A carta de estabilidade mostra que a condição mais favorável ao corte, indicando profundidade de corte limite superior a 1,0 mm, seria para a rotação $n = 15.200$ rpm. Uma rotação em torno de 10.000 rpm corresponderia a uma condição desfavorável.

A figura 4.18 mostra os resultados obtidos por Polli [7], desenvolvidos em uma condição similar à utilizada na obtenção da carta de estabilidade apresentada na figura 4.17.

Figura 4.18 – Carta de estabilidade com resultados das simulações e experimentos.



Fonte: Polli [7].

A figura apresenta os resultados das simulações empregando métodos analíticos e resultados determinados experimentalmente através da análise de espectros de pressão sonora.

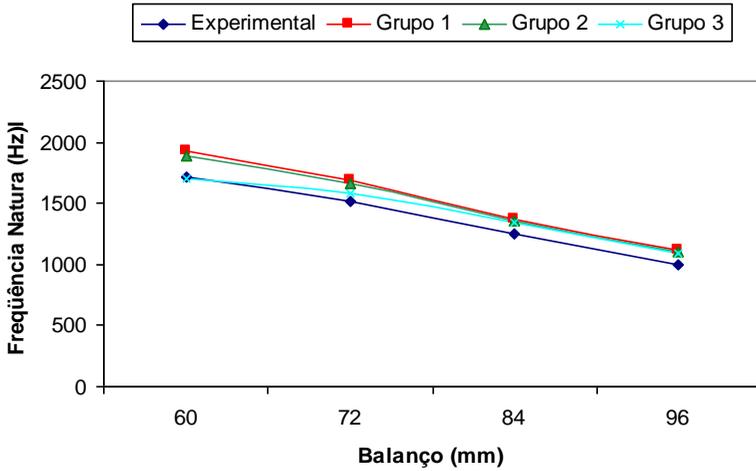
As figuras mostram concordância das curvas de lóbulos de estabilidade analíticas obtidas, sendo que os valores das profundidades de corte axial limite obtidas por Polli [7] são ligeiramente menores que as mostradas na figura 4.17. Isso pode estar associado à divergência nos valores do coeficiente de rigidez utilizados.

Os resultados experimentais apresentados por Polli [7] confirmam a tendência de crescimento da profundidade de corte com o aumento da rotação, mas os valores apresentados nas curvas analíticas são maiores que os obtidos experimentalmente. Isso pode ser justificado pela variação do comportamento dinâmico do sistema quando em rotação.

Os demais resultados para a fresa Ø 12 mm estão mostrados no anexo III.

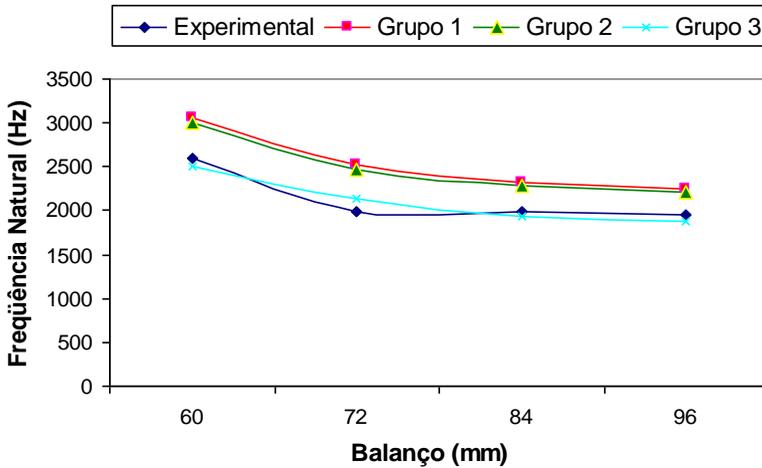
As figuras 4.19 e 4.20 mostram os valores das frequências naturais em função do balanço.

Figura 4.19 – Frequências naturais dos conjuntos, 1o Modo



Fonte: Do autor.

Figura 4.20 – Frequências naturais dos conjuntos, 2o Modo

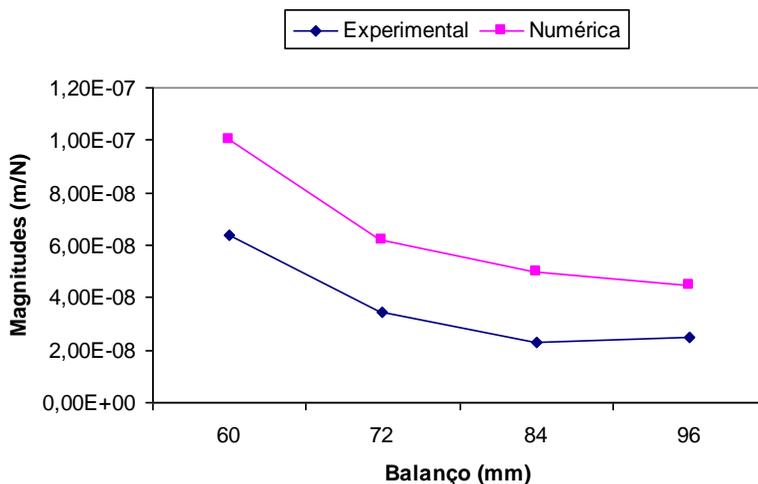


Fonte: Do autor.

As figuras confirmam a concordância de todos os modelos e o ensaio em relação à 1ª frequência natural. Novamente apenas os resultados calculados pelos modelos *Grupo 3* se aproximaram dos valores experimentais obtidos.

A figura 4.21 mostra os valores das magnitudes experimentais e numéricas, calculadas pelos modelos *Grupo 3*, em função do balanço.

Figura 4.21 – Magnitudes do modo flexível dominante, 1o Modo



Fonte: Do autor.

Verificou-se um comportamento semelhante entre os valores experimentais e numéricos (calculados através dos modelos *Grupo 3*) das magnitudes para o modo flexível dominante, apesar da grande diferença entre eles. Um melhor ajuste das curvas seria possível através de uma reavaliação dos valores dos quocientes de amortecimento viscoso utilizados.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O objetivo principal desse trabalho foi obter informações sobre o comportamento dinâmico de sistemas compostos por eixos-árvore, sistema de fixação e ferramentas de corte de máquinas para usinagem em altas velocidades para auxiliar na otimização e determinação de condições estáveis de usinagem.

Em busca de um maior entendimento dos fenômenos associados à dinâmica do fresamento em altas velocidades, analisaram-se o comportamento dinâmico de sistemas compostos por eixos-árvore, sistema de fixação e ferramentas de corte de máquinas para usinagem em altas velocidades, através de medições experimentais e simulações de vibrações por Elementos Finitos, identificando-se os parâmetros modais dos conjuntos. Foram geradas também as cartas de estabilidade dos conjuntos estudados, através de métodos analíticos disponíveis na literatura, para servirem de referência na otimização dos processos de usinagem em altas velocidades.

A respeito do comportamento dinâmico do sistema, pôde-se concluir que:

- o método de elementos finitos é uma boa ferramenta para se obter informações sobre o comportamento dinâmico dos sistemas em questão, mas torna-se evidente a importância de uma escolha adequada do modelo dinâmico em termos de geometria, número de componentes modelados, condições de contorno, etc;
- os resultados dos modelos de elementos finitos proporcionam uma boa visualização de como o sistema se movimenta, facilitando o entendimento do que pode acontecer em termos de vibração;
- sistemas não simétricos apresentam maior dificuldade de serem modelados;
- uma das principais dificuldades da simulação por elementos finitos é a inclusão de valores corretos de coeficientes de amortecimento, dependendo de valores obtidos experimentalmente ou assumidos com base em experiência adquirida.
- é muito importante a comparação de resultados experimentais e numéricos para se ter um domínio mais efetivo do comportamento dinâmico de um sistema.

As análises experimentais e numéricas forneceram as informações necessárias para o cálculo das cartas de estabilidade, que definiu condições supostamente estáveis para as operações e usinagem

em altas velocidades. Entretanto, a comparação de alguns resultados obtidos no presente trabalho com resultados experimentais coletados por Polli [7], durante operações de usinagem, mostraram que os resultados obtidos (parâmetros modais e conseqüentemente as cartas de estabilidade) são menos precisos quando não são consideradas as variações na dinâmica dos sistemas em função da rotação imposta. Assim ficou evidente a necessidade de analisar mais profundamente alguns tópicos. Assim, sugerem-se alguns temas para próximos trabalhos relacionados à análise da estabilidade dinâmica do processo de usinagem em altas velocidades:

- métodos para extração de parâmetros modais de sistemas submetidos a rotações elevadas;
- simulação de vibrações por elementos finitos de sistemas compostos por eixos-árvore, sistema de fixação e ferramentas de corte de máquinas para usinagem em altas velocidades considerando os efeitos associados às rotações impostas;
- estudo mais específico sobre coeficientes de amortecimento de sistemas compostos por eixos-árvore, sistema de fixação e ferramentas de corte de máquinas para usinagem em altas velocidades.

6 REFERÊNCIAS

- [1] BADRAWY, S. Machine Tool Spindles. NSF Engineering Research Center for Reconfigurable Machining Systems, University of Michigan College of Engineering, 2002.
- [2] SMITH, S.; DVORAK, D. Tool Path Strategies for High Speed Milling Aluminum Workpieces with Thin Webs. *Mechatronics* 8, p. 291-300, 1998.
- [3] FALLBÖHMER, P.; RODRÍGUEZ , C. A.; ÖZEL, T.; ALTAN T. High-speed Machining of Cast Iron and Alloy Steels for Die and Mold Manufacturing. *Journal of Materials Processing Technology*, v. 98, p. 104-115, 2000.
- [4] SCHULTZ, H.; MORIWAKI, T. High-Speed Machining. *Annals of the CIRP*, v. 41, n.2, 1992.
- [5] Delio, S. Thomas. Spindle Dynamics – Modeling and Prediction. NCMS 4th Annual Fall Workshop Series, 2000.
- [6] GOMES, O. J. Fabricação de Superfícies de Forma Livre por Fresamento no Aço Temperado ABNT 420 na Liga de Alumínio AMP8000 e na Liga de Cobre Cu-Be. Tese de Doutorado, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, 2001
- [7] POLLI, M. Análise da Estabilidade Dinâmica do Processo de Fresamento a Altas Velocidades de Corte. Tese de Doutorado, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, 2005.
- [8] DINIZ, A. E.; MARCONDES, F. C.; COPPINI, N. L. Tecnologia da usinagem dos materiais. São Paulo : MM Editora, 1999. 242 p.

- [9] DROZDA, T. J.; WICK, C. (Ed.) Tool and Manufacturing Engineers Handbook – Machining. 4. ed. Dearborn, Michigan: Society of Manufacturing Engineers, 1983. v. 1, p. 1.1-1.66, 10.1-10.76.
- [10] STEMMER, C. E. Ferramentas de corte II. 2. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 1995. p. 141-216.
- [11] SCHÜTZER, K.; SOUZA, A. F. Introdução do Processo HSC na indústria brasileira. Máquinas e Metais, n. 407, 32-45, 1999.
- [12] SCHULTZ, H. High Speed Machining. Seminário de Usinagem com Altíssima Velocidade de corte: Fresamento, Torneamento, Furação. Universidade Metodista de Piracicaba (UNIMEP), outubro de 1996.
- [13] TLUSTY, J. High-Speed Machining. Annals of the CIRP, v. 42, n. 2, 733-738, 1993.
- [14] HEISEL, U.; GRINGEL M. Machine Tool Design Requirements for High-Speed Machining. Annals of the CIRP, v. 45, n. 1, 1996.
- [15] HEISEL, U.; FEINAUER, A. Dynamic Influence on Workpiece Quality in High Speed Milling. Annals of the CIRP, v. 48, n.1, p. 321-324, 1999.
- [16] KOEPFER, C. Tool System Considerations for High Speed Machining. Modern Machine Shop, p. 84-89, agosto 1997.
- [17] FIEDLER, U.; WÜRZ, T. Fixação e balanceamento de ferramentas. Máquinas e Metais, n. 421, p. 24-37, 2001.

- [18] WECK, M.; SCHUBERT, I. A haste cônica vazada é uma interface otimizada entre máquina e ferramenta. Máquinas e Metais, n. 368, p. 40-51, 1996.
- [19] AGAPIOU, J.; RIVIN, E. Toolholder/Spindle Interfaces for CNC Machine Tools. Annals of the CIRP, v. 44, n. 1, 1995.
- [20] SCHULZ, H.; WÜRZ, T.; BOHNER, S. O balanceamento adequado das ferramentas. Máquinas e Metais, n. 428, p. 24-31, 2001.
- [21] TOBIAS, S. A. Machine-Tool Vibration, London, Blackie & Son Limited, 1965.
- [22] HARRIS, C. M.; PIERSOL, A. G. Harris' Shock and Vibration Handbook. McGraw-Hill, 5th ed.; 2002.
- [23] ALTINTAS Y. Manufacturing Automation. United States of America: 1. Ed. Cambridge University Press, 2000, 288 p.
- [24] THOMSON, W. T. Teoria da Vibração com Aplicações, Interciência, 1978.
- [25] Inman, D. J. Engineering Vibration, Prentice Hall, 1996.
- [26] Fancello, E. A., Mendonça, P. T. R. Introdução à Mecânica dos Sólidos Computacional, UFSC, Departamento de Eng. Mecânica, 2002.
- [27] FILHO, A. A. Elementos Finitos – A base da Tecnologia CAE - Análise Dinâmica, Érica, 2004.
- [28] KNIGHT, C. E. The Finite Element Method in Mechanical Design, PWS-KENT, 1993.

- [29] Luersen, M. A. Métodos Numéricos para Engenharia – Introdução ao Método dos Elementos Finitos, CEFET/PR, DAMEC, 1999.
- [30] ANSYS Release 8.0 Documentation, 2004.
- [31] Algor, Technical User Documentation, Algor, 2000.
- [32] Arnold. R. N. The Mechanism of Tool Vibration in the Cutting of Steel. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 154- 4. pp. 261-284, 1946.
- [33] Tobias, S. A.; Fishwick, W. Theory of Regenerative Machine Tool Chatter, The Engineer, Vol. 205, 1958.
- [34] Tlusty, J.; Polocek, M. The Stability of the Machine-Tool against Self-Excited Vibration in Machining. Proceedings of the International Research in Production Engineering Conference, Pittsburgh, PA, pp. 465, 1963.
- [35] Koenisberger. F.; Tlusty, J. Machine Tool Structures-Vol. /. Stability Against Chatter, Pergamon Press, 1967.
- [36] Merrit. H. Theory of Self-Excited Machine Tool Chatter, Journal of Engineering , for Industry. Vol. 87-4. pp 447-454, 1965.
- [37] Tlusty, J.; Zaton, W.; Ismail, F. Stability Lobes in Milling, Annals of the CIRP, Vo. 32-1, pp. 309-313, 1983.
- [38] Tlusty, J. Dynamics of High-Speed Milling, Handbook of High-Speed Machining Technology, R. I. King, ed., Chapman and Hall, New York, pp. 48-153, 1985.

- [39] Smith. S.; Tlustý, J. Update on High-Speed Milling Dynamics, *Journal of Engineering for Industry*. Vol. 112. pp. 142-149, 1990.

- [40] Smith, S.; Tlustý, J. An Overview of Modeling and Simulation of the Milling Process, *Journal of Engineering for Industry*. Vol. 113. pp. 169-175, 1991.

- [41] Altintas. Y.; Budak, E. Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, *Annals of the CIRP*, Vol. 44-1. pp. 357-362, 1995.

- [42] EWINS, D. J. *Modal Testing Theory and Practice*, England: 1. Ed. Research Studies Press, 1984, 268 p.

- [43] SCHMITZ, L. T.; ZIEGERT, C. J.; STANISLAUS, C. A *Method for Predicting Chatter Stability for Systems with Speed-Dependent Spindle Dynamics*, NAMRC Thirty-Two, 2004.

ANEXO I

EQUIPAMENTOS

Martelo piezelétrico

Fabricante: PCB Piezotronics

Modelo: 086C03

Faixa de medição: ± 2.200 N (pico)

Sensibilidade ($\pm 15\%$): $2,25$ mV/N

Faixa de frequência: (- 10 dB): 8kHz

Linearidade: $\leq 0,1\%$

Massa: 0,16 kg

Acelerômetro

Fabricante: PCB Piezotronics

Modelo: 353B17

Faixa de medição: ± 4.905 m/s² (pico)

Sensibilidade ($\pm 10\%$): $1,067$ mV / m/s²

Resolução (1 Hz a 10.000Hz): $0,05$ m/s² (rms)

Linearidade: $\leq 0,1\%$

Massa: 1,7 gm

Analizador de sinais dinâmicos

Fabricante: Data Physics

Modelo: SignalCalc ACE

Número de Canais: 2

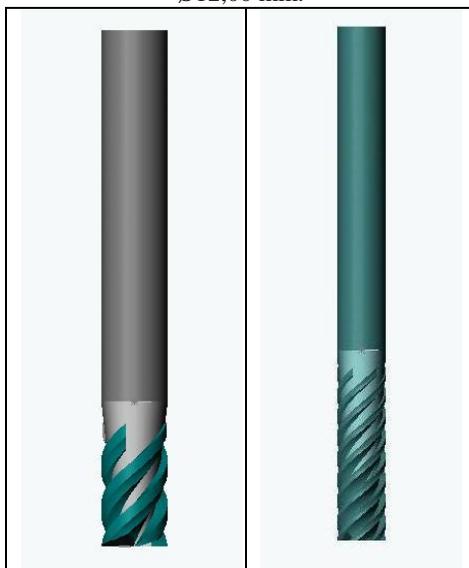
Faixa dinâmica: 100 dB

Taxa de aquisição em tempo real: 20 kHz

ANEXO II

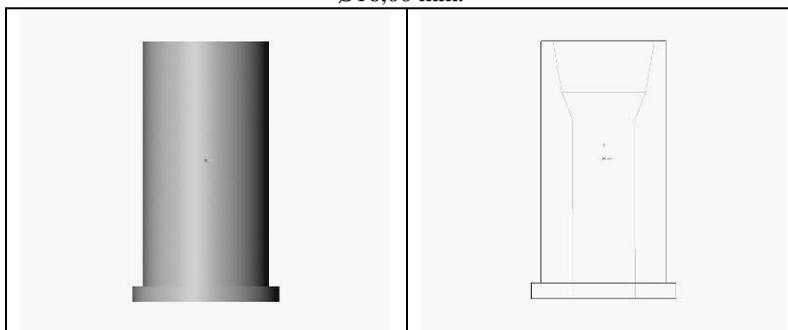
MODELOS GEOMÉTRICOS DAS PEÇAS

Figura II.1 – Detalhes dos modelos matemáticos das fresas $\text{Ø}16,00$ mm e $\text{Ø}12,00$ mm.



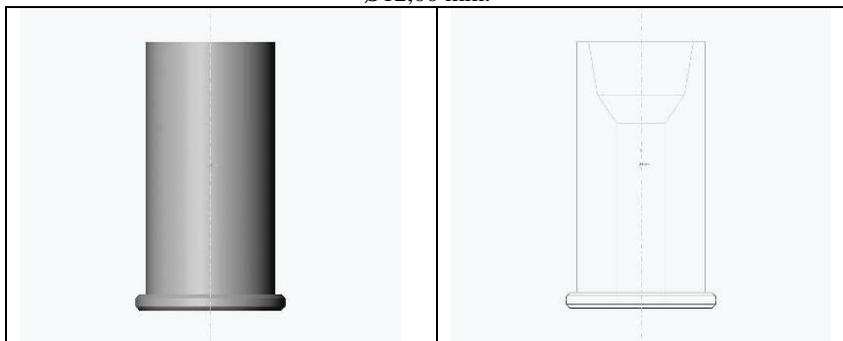
Fonte: Do autor.

Figura II.2 – Detalhes do modelo matemático da pinça de fixação para fresa $\text{Ø}16,00$ mm.



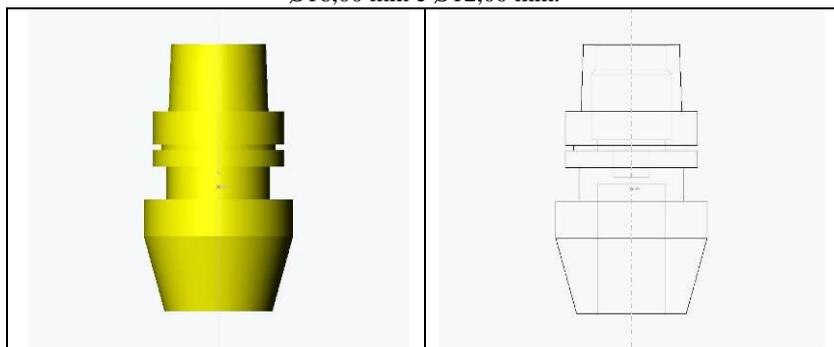
Fonte: Do autor.

Figura II.3 – Detalhes do modelo matemático da pinça de fixação para fresa $\text{Ø}12,00$ mm.



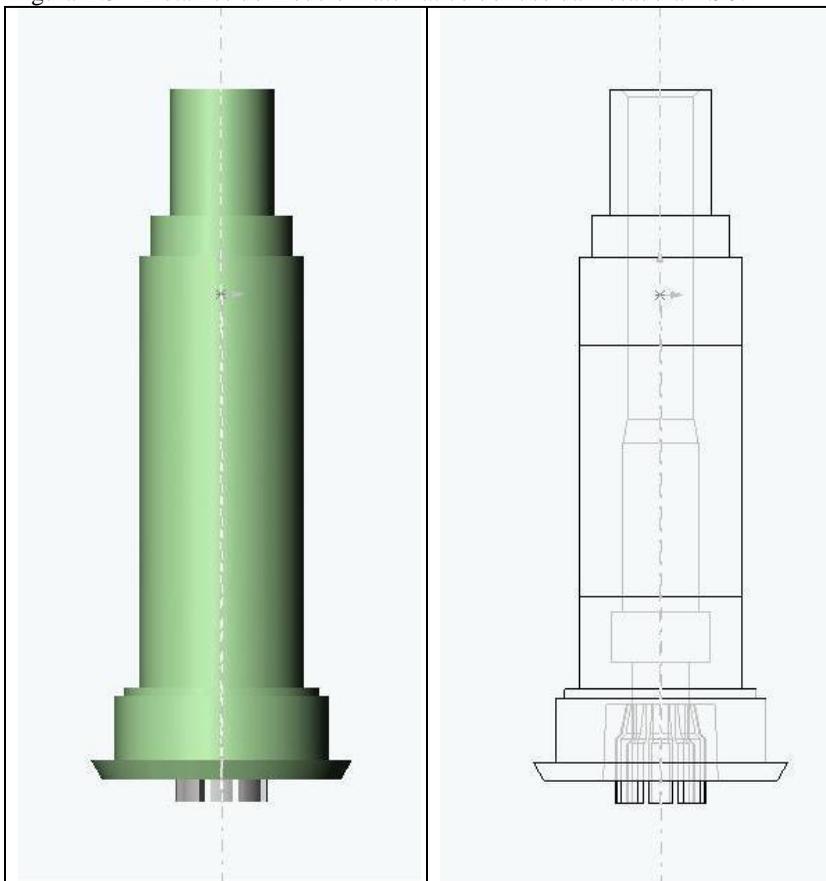
Fonte: Do autor.

Figura II.4 – Detalhes do modelo matemático do porta-ferramenta para fresas de $\text{Ø}16,00$ mm e $\text{Ø}12,00$ mm.



Fonte: Do autor.

Figura II.5 – Detalhes do modelo matemático do fuso da fresadora HSC.



Fonte: Do autor.

ANEXO III

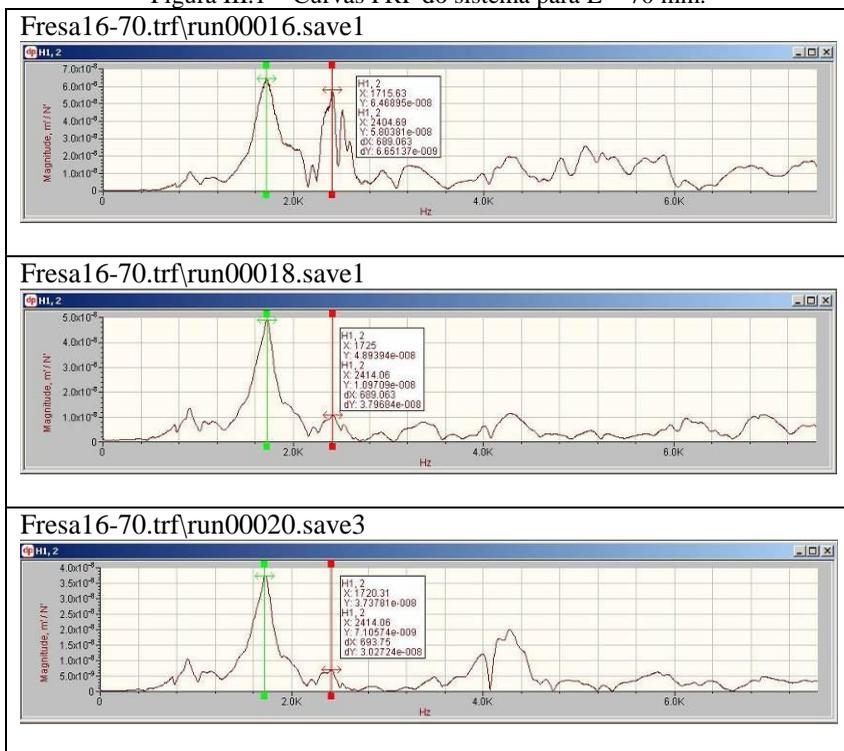
RESULTADOS

MONTAGENS COM A FRESA DE Ø 16 MM

Montagem com balanço L = 70 mm

A figura III.1 mostra as FRF's medidas na extremidade da fresa para o comprimento em balança L = 70 mm.

Figura III.1 – Curvas FRF do sistema para L = 70 mm.



Fonte: Do autor.

Os valores das frequências naturais obtidos através das análises modais, utilizando o método de elementos finitos, estão mostrados na tabela III.1 abaixo.

Tabela III.1 – Frequências naturais obtidas pelo MEF

	Modelo <i>Grupo 1</i> (Hz)	Modelo <i>Grupo 2</i> (Hz)	Modelo <i>Grupo 3</i> (Hz)
1º modo	1702,3	1704,0	1577,9 (2º modo)
2o modo	3230,3	3233,8	2440,6 (4º modo)
3o modo	6775,0	6778,5	3451,0 (6º modo)

Os valores obtidos através do procedimento de extração dos parâmetros modais estão apresentados na tabela III.2 abaixo.

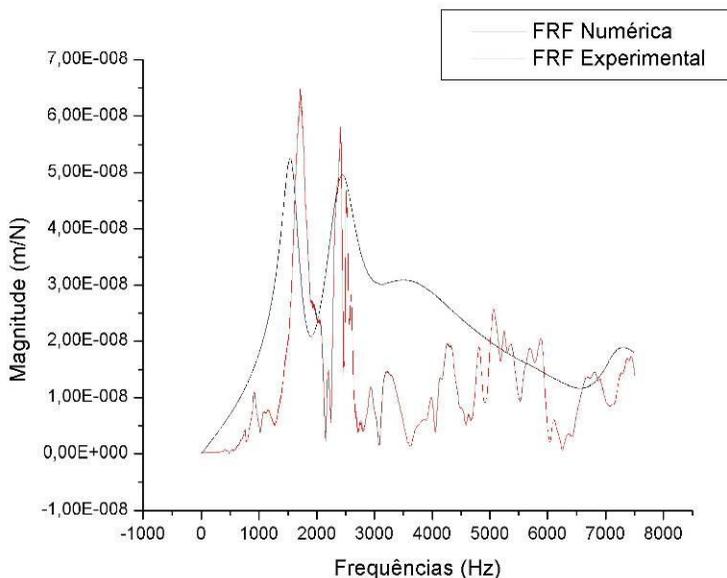
Tabela III.2 – Parâmetros modais extraídos da FRF experimental

	Frequências Naturais (Hz)	Quocientes de Amortecimento Viscoso
1º modo	1698,5	0,0238
2º modo	2482,9	0,0377
3º modo	3415,9	0,0966

Novamente os resultados obtidos através do modelo *Grupo 3* foram mais coerentes e apresentaram melhor convergência em relação aos valores experimentais, para os três modos de vibração mais significativos, que os obtidos através demais modelos

Figura III.2 mostra a FRF experimental e numérica com valores de amortecimentos viscoso modal (valores segundo procedimento 3.5.3).

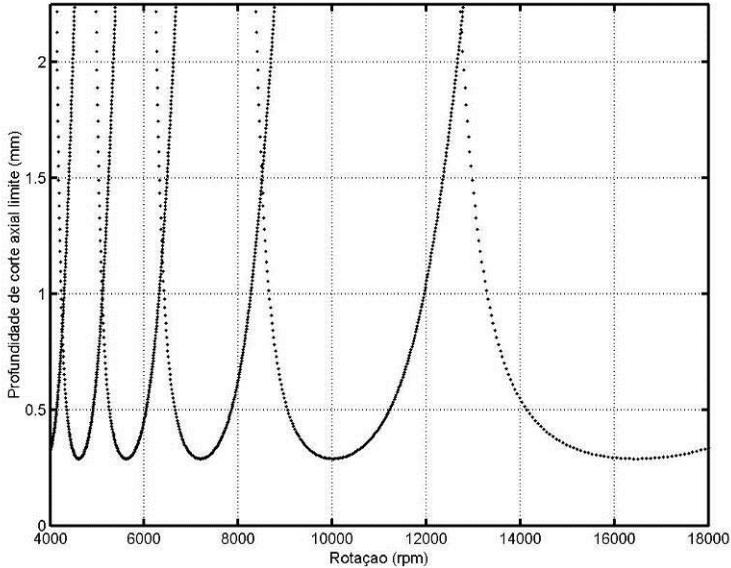
Figura III.2 – Curvas FRF experimental e extraída através do modelo Grupo 3.



Fonte: Do autor.

Como era previsto, a utilização do modelo *Grupo 3* proporcionou uma melhor aproximação das curvas tanto em relação aos modos de vibração quanto em relação às magnitudes. As frequências e amplitudes do primeiro e segundo modo dominantes ficaram mais bem ajustadas em função da utilização dos valores dos quocientes de amortecimento viscoso específicos, obtidos através da extração dos parâmetros modais das curvas experimentais. Entretanto, o modelo ainda é passível de ajustes, pois a curva numérica mostra um terceiro modo bem significativo, o que não é percebido nas curvas experimentais.

A curva de estabilidade apresentada na figura III.3, mostra resultados obtidos para a montagem utilizando a fresa de topo reto $\varnothing 16$ mm com 4 dentes, com um comprimento em balanço de $L = 70$ mm (rigidez, $k_x = k_y = 9,708 \times 10^6$ N/m), para usinagem de uma liga de alumínio 7075-T6, ângulo de entrada e saída da fresa 0° e 180° (corte em cheio), respectivamente.

Figura III.3 – Carta de estabilidade para fresa $\varnothing 16$ mm com 4 dentes, $L = 70$ mm.

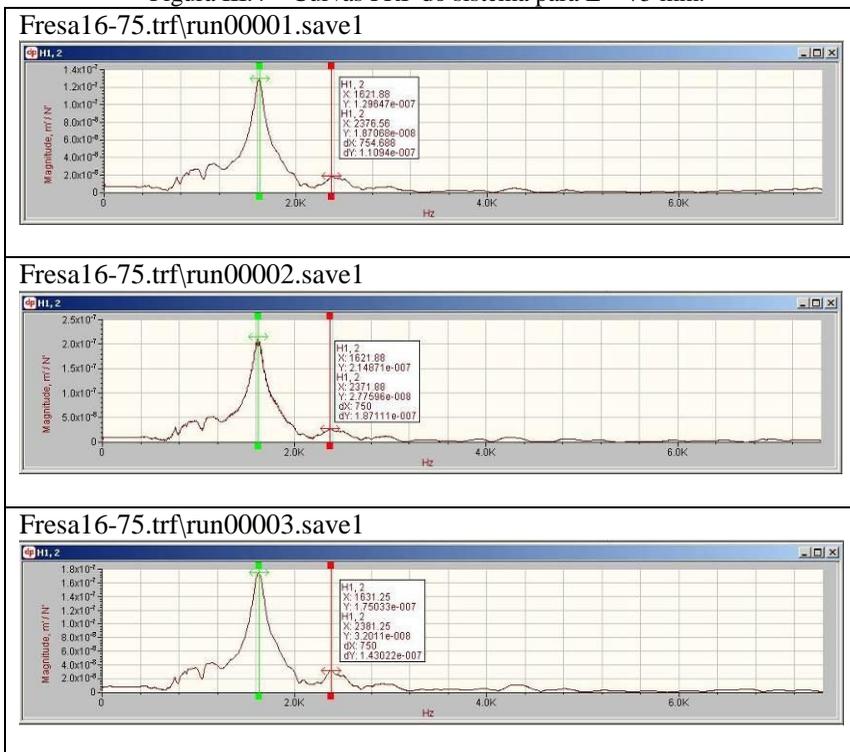
Fonte: Do autor.

Esta carta mostra que a condição mais favorável ao corte, indicando profundidade de corte limite elevada (em torno de 2,0 mm), seria para a rotação $n = 12.738$ rpm. Uma rotação em torno de 10.000 rpm também corresponderia a uma condição desfavorável.

Montagem com balanço $L = 75$ mm

A figura III.4 mostra as FRF's medidas na extremidade da fresa para o comprimento em balança $L = 75$ mm.

Figura III.4 – Curvas FRF do sistema para $L = 75$ mm.



Fonte: Do autor.

Os valores das frequências naturais obtidos através das análises modais, utilizando o método de elementos finitos, estão mostrados na tabela III.3.

Tabela III.3 – Frequências naturais obtidas pelo MEF

	Modelo <i>Grupo 1</i> (Hz)	Modelo Grupo 2 (Hz)	Modelo Grupo 3 (Hz)
1 ^o modo	1628,0	1631,8	1533,7 (2 ^o modo)
2o modo	2986,4	2983,0	2347,0 (4 ^o modo)
3o modo	6778,0	6778,5	3261,0 (5 ^o modo)

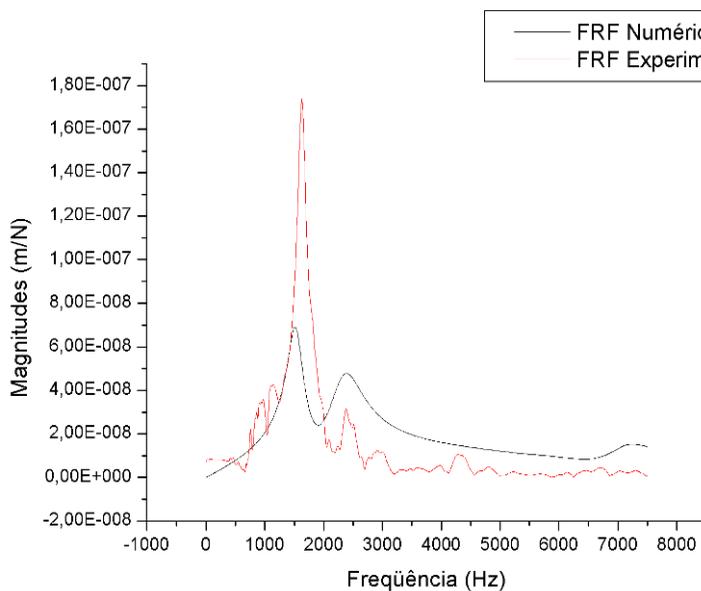
Os valores obtidos através do procedimento de extração dos parâmetros modais estão apresentados na tabela abaixo.

Tabela III.4 – Parâmetros modais extraídos da FRF experimental

	Frequências Naturais (Hz)	Quocientes de Amortecimento Viscoso
1 ^o modo	1624,0	0,0449
2 ^o modo	2420,8	0,0814
3 ^o modo	3261,8	0,7638

Figura III.5 mostra a FRF experimental e numérica com valores de amortecimentos viscoso modal (valores segundo procedimento 3.5.3).

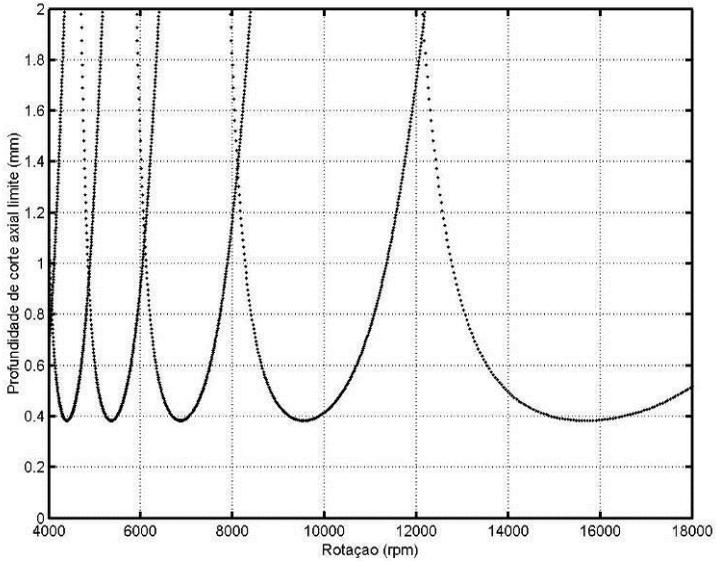
Figura III.5 – Curvas FRF experimental e extraída através do modelo Grupo 3.



Fonte: Do autor.

As frequências do primeiro e segundo modo dominantes ficaram mais bem ajustadas, mas a magnitude do primeiro modo superou em muito o modo correspondente na curva numérica. Isso mostra que o modelo ainda é passível de ajustes, principalmente em relação aos quocientes de amortecimento viscoso utilizados.

A curva de estabilidade apresentada na figura III.6, mostra resultados obtidos para a montagem utilizando a fresa de topo reto \varnothing 16 mm com 4 dentes, com um comprimento em balanço de $L = 75$ mm (rigidez, $k_x = k_y = 8,264 \times 10^6$ N/m), para usinagem de uma liga de alumínio 7075-T6, ângulo de entrada e saída da fresa 0° e 180° (corte em cheio), respectivamente.

Figura III.6 – Carta de estabilidade para fresa $\varnothing 16$ mm com 4 dentes, $L = 75$ mm.

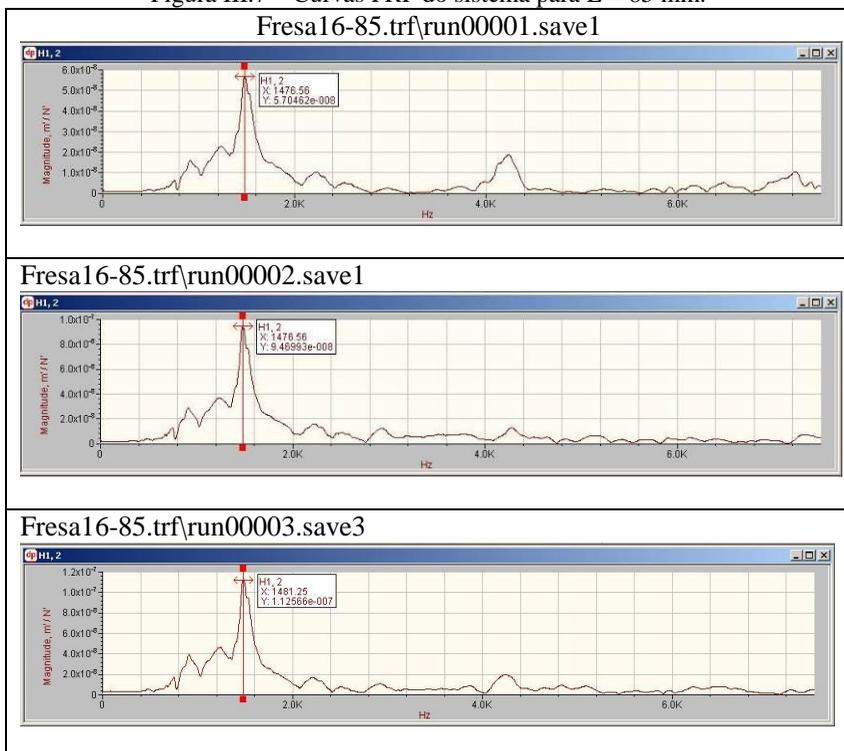
Fonte: Do autor.

Esta carta mostra que a condição mais favorável ao corte, indicando profundidade de corte limite superior a 1,6 mm, seria para a rotação $n = 12.142$ rpm. Uma rotação em torno de 9.500 rpm também corresponderia a uma condição desfavorável.

Montagem com balanço $L = 85$ mm

A figura III.7 mostra as FRF's medidas na extremidade da fresa para o comprimento em balanço $L = 85$ mm.

Figura III.7 – Curvas FRF do sistema para $L = 85$ mm.



Fonte: Do autor.

Os valores das frequências naturais obtidos através das análises modais, utilizando o método de elementos finitos, estão mostrados na tabela III.5.

Tabela III.5 – Frequências naturais obtidas pelo MEF

	Modelo <i>Grupo 1</i> (Hz)	Modelo Grupo 2 (Hz)	Modelo Grupo 3 (Hz)
1º modo	1454,1	1462,1	1406,9 (1º modo)
2o modo	2652,1	2640,2	2164,4 (4º modo)
3o modo	6778,5	6764,7	3041,6 (5º modo)

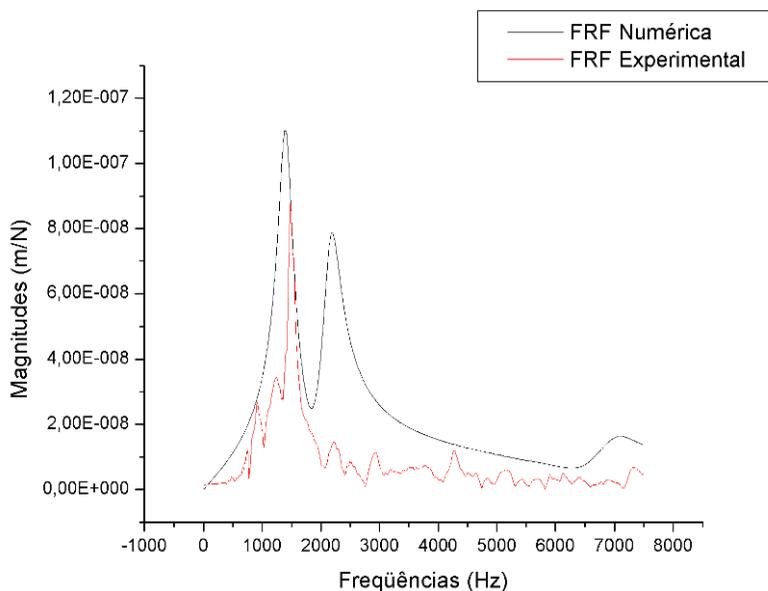
Os valores obtidos através do procedimento de extração dos parâmetros modais estão apresentados na tabela abaixo.

Tabela III.6 – Parâmetros modais extraídos da FRF experimental

	Frequências Naturais (Hz)	Quocientes de Amortecimento Viscoso
1º modo	1537,6	0,0447
2º modo	2263,4	0,0813
3º modo	3211,6	0,0978

Figura III.8 mostra a FRF experimental e numérica com valores de amortecimentos viscoso modal (valores segundo procedimento 3.5.3).

Figura III.8 – Curvas FRF experimental e extraída através do modelo Grupo 3.

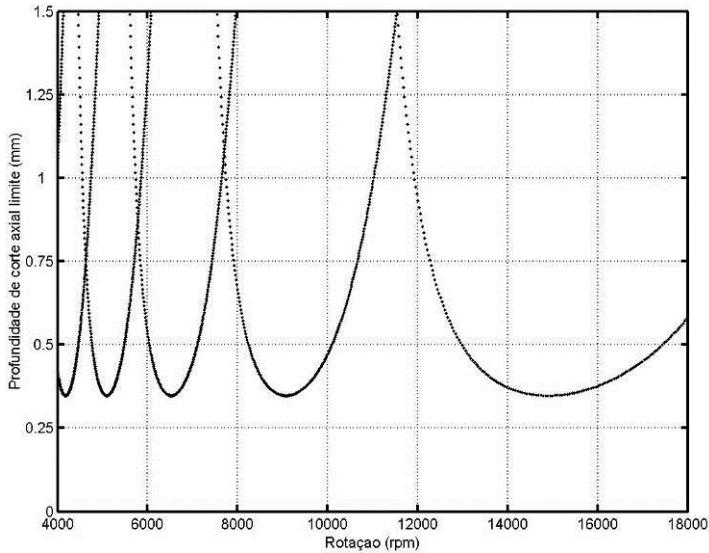


Fonte: Do autor.

As frequências e as magnitudes do primeiro modo dominante ficaram bem ajustadas, mas a magnitude principalmente do segundo modo na curva numérica superaram em muito os valores correspondentes na curva experimental. Isso mostra que o modelo ainda necessita de ajustes, principalmente em relação aos quocientes de amortecimento viscoso utilizados, mas já atende ao propósito de subsidiar a obtenção da carta de estabilidade.

A curva de estabilidade apresentada na figura III.9, mostra resultados obtidos para a montagem utilizando a fresa de topo reto \varnothing 16 mm com 4 dentes, com um comprimento em balanço de $L = 85$ mm (rigidez, $k_x = k_y = 6,2112 \times 10^6$ N/m), para usinagem de uma liga de alumínio 7075-T6, ângulo de entrada e saída da fresa 0° e 180° (corte em cheio), respectivamente.

Figura III.9 – Carta de estabilidade para fresa $\varnothing 16$ mm com 4 dentes,
 $L = 85$ mm.



Fonte: Do autor.

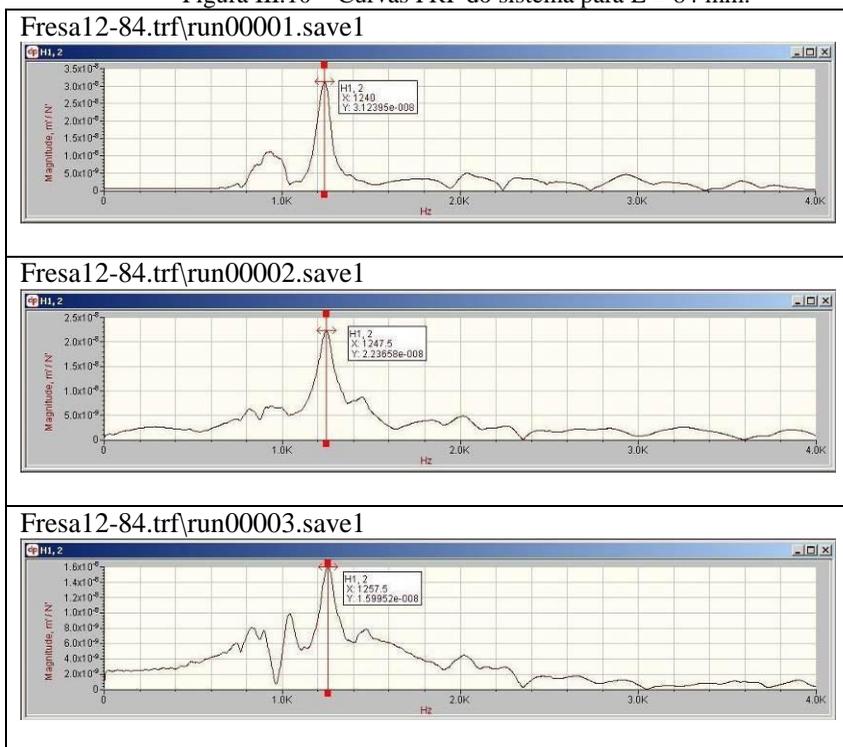
Pela carta obtida, a condição mais favorável ao corte, indicando profundidade de corte limite elevada próxima de 1,5 mm, seria para a rotação $n = 11.532$ rpm. Uma rotação em torno de 9.200 rpm corresponderia a uma condição desfavorável.

MONTAGENS COM A FRESA DE Ø 12 MM

Montagem com balanço L = 84 mm

A figura III.10 mostra as FRF's medidas na extremidade da fresa para o comprimento em balanço L = 84 mm. Na figura já estão indicadas as frequências e as magnitudes dos modos flexíveis dominantes identificadas em cada ensaio.

Figura III.10 – Curvas FRF do sistema para L = 84 mm.



Fonte: Do autor.

Os valores das frequências naturais obtidos através das análises modais, utilizando o método de elementos finitos, estão mostrados na tabela III.7.

Tabela III.7 – Frequências naturais obtidas pelo MEF

	Modelo Grupo 1 (Hz)	Modelo Grupo 2 (Hz)	Modelo Grupo 3 (Hz)
1 ^o modo	1370,7	1357,4	1340,8 (1 ^o modo)
2o modo	2318,4	2279,7	1931,5 (3 ^o modo)
3o modo	-	6610,1	2881,2 (5 ^o modo)

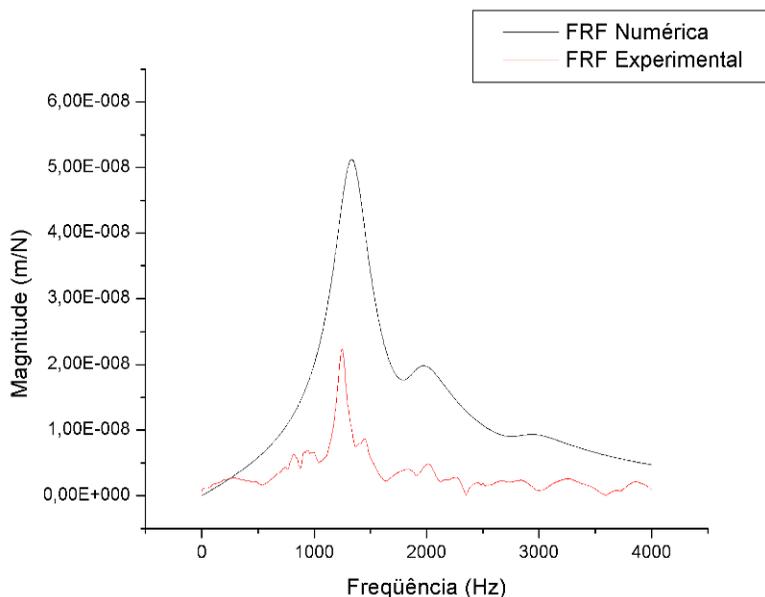
Os valores obtidos através do procedimento de extração dos parâmetros modais estão apresentados na tabela abaixo.

Tabela III.8 – Parâmetros modais extraídos da FRF experimental

	Frequências Naturais (Hz)	Quocientes de Amortecimento Viscoso
1 ^o modo	1248,5	0,0354
2 ^o modo	1984,9	0,0304
3 ^o modo	2946,2	0,0139

Figura III.11 mostra a FRF experimental e numérica com valores de amortecimentos viscoso modal (valores segundo procedimento 3.5.3).

Figura III.11 – Curvas FRF experimental e extraída através do modelo Grupo 3.

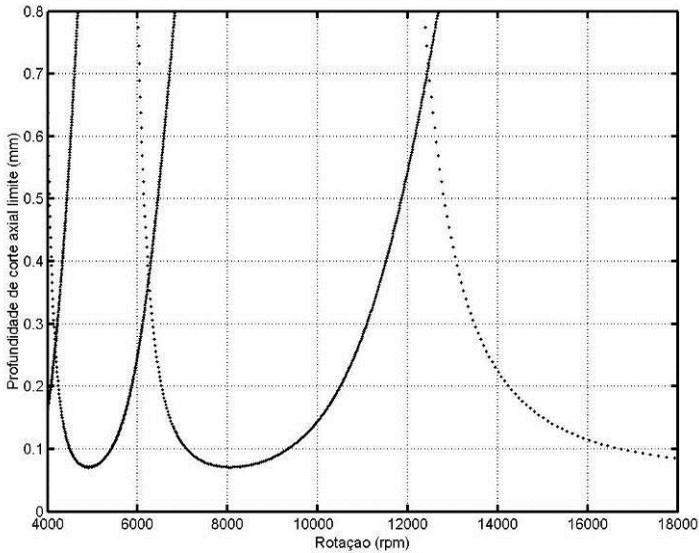


Fonte: Do autor.

A curva numérica alcançada também apresentou boa convergência em relação à curva experimental, com as frequências dos modos dominantes bem ajustadas, mas com as magnitudes superando os valores correspondentes na curva experimental. Isso indica que o modelo ainda é passível de ajustes, principalmente em relação aos quocientes de amortecimento viscoso utilizados.

A curva de estabilidade apresentada na figura III.12, mostra resultados obtidos para a montagem utilizando a fresa de topo reto $\varnothing 12$ mm com 6 dentes, com um comprimento em balanço de $L = 84$ mm (rigidez, $k_x = k_y = 2,404 \times 10^6$ N/m), para usinagem de uma liga de alumínio 7075-T6, ângulo de entrada e saída da fresa 0° e 180° (corte em cheio), respectivamente.

Figura III.12 – Carta de estabilidade para fresa $\varnothing 12$ mm com 6 dentes,
L = 84 mm.



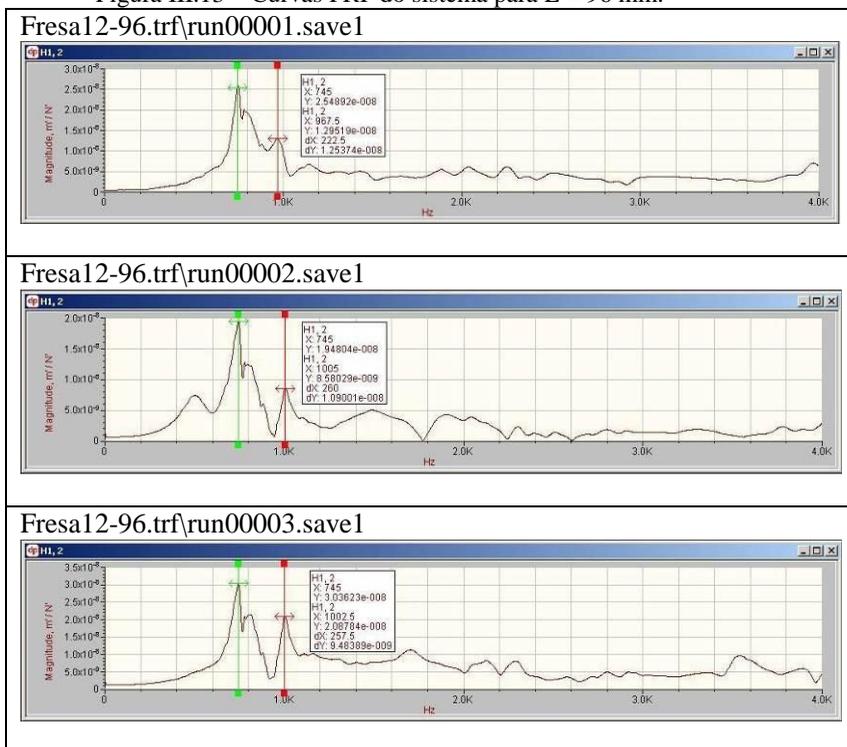
Fonte: Do autor.

Pelo gráfico apresentado na figura III.12, a condição mais favorável ao corte, indicando profundidade de corte limite superior a 0,6 mm, seria para a rotação $n = 12.485$ rpm. Uma rotação em torno de 8.000 rpm corresponderia a uma condição desfavorável.

Montagem com balanço L = 96 mm

A figura III.13 mostra as FRF's medidas na extremidade da fresa para o comprimento em balança L = 96 mm. Na figura já estão indicadas as frequências e as magnitudes dos modos flexíveis dominantes identificadas em cada ensaio.

Figura III.13 – Curvas FRF do sistema para L = 96 mm.



Fonte: Do autor.

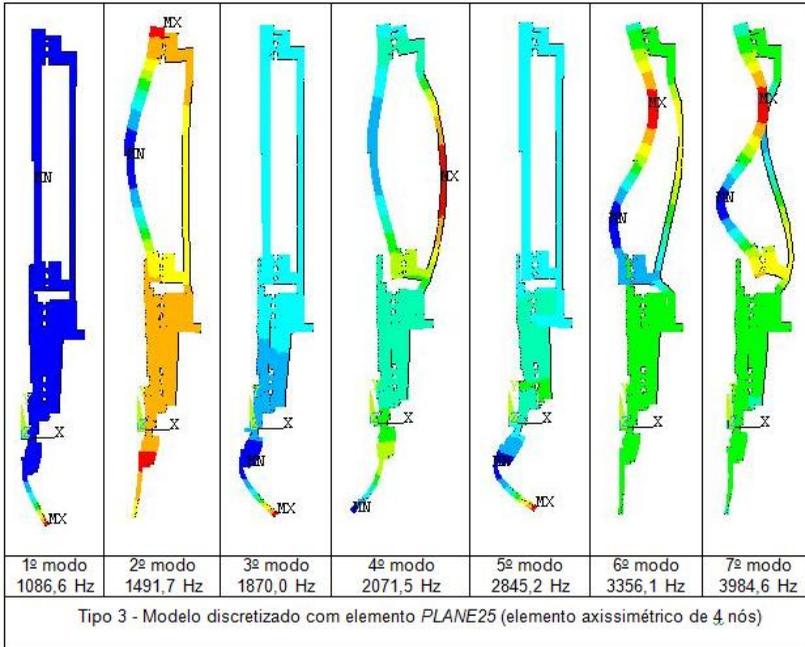
Os valores obtidos através do procedimento de extração dos parâmetros modais estão apresentados na tabela abaixo.

Tabela III.9 – Parâmetros modais extraídos da FRF experimental

	Frequência Natural (Hz)	Quocientes de Amortecimento Viscoso
1 ^o modo	752,0	0,0192
2 ^o modo	997,0	0,0280
3 ^o modo	1956,7	0,0160
5 ^o modo	2852,0	0,0230

Os valores das frequências naturais e modos de vibração obtidos através da simulação com o modelo *Grupo 3* estão mostrados nas figuras III.14.

Figura III. 14 – Modos de vibração do sistema para $L = 96$ mm.

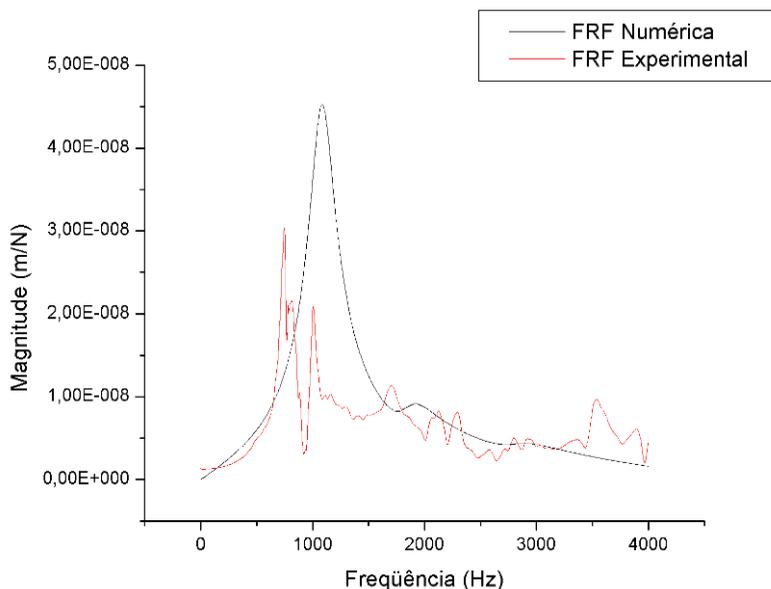


Fonte: Do autor.

Os resultados obtidos através do modelo *Grupo 3* mostram três modos de maior influência na ponta da ferramenta, o 1º modo, o 3º modo e o 5º modo. Esses valores representam uma boa aproximação em relação aos 2º modo, 3º modo e 4º modo obtidos experimentalmente, mostrados na tabela III.9. O modelo *Grupo 3* não identificou o modo flexível dominante levantado experimentalmente. Este fato mostra limitação do modelo *Grupo 3* na identificação de alguns modos de vibração do conjunto, ou seja o modelo ainda é passível de ajustes, que podem ser obtidos através da inclusão de novas peças. Os demais modos apresentados servem apenas para melhor entender o comportamento dinâmico do conjunto, apesar de não terem influência significativa na ponta da ferramenta.

Figura III.15 mostra a FRF experimental e numérica com valores de amortecimentos viscoso modal (valores segundo procedimento 3.5.3).

Figura III.15 – Curvas FRF experimental e extraída através do modelo *Grupo 3*.



Fonte: Do autor.

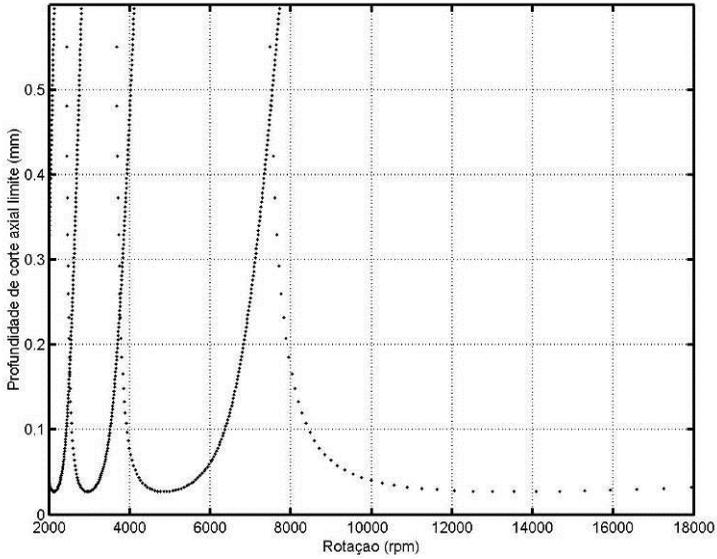
A sobreposição das curvas mostra claramente a divergência entre os modos flexíveis dominantes, ou seja, a curva FRF numérica não representa bem o comportamento dinâmico dessa montagem.

Para a obtenção das curvas de lóbulos de estabilidade utilizam-se apenas informações referentes ao modo flexível dominante (freqüência natural o quociente de amortecimento viscoso). Optou-se por pelo estabelecimento de duas curvas de lóbulos de estabilidade, uma considerando o como modo flexível dominante o 1º modo apresentado na tabela III.9 e a segunda considerando o 2º modo.

As curva de apresentadas nas figuras III.16 e III.17, foram desenvolvidas para a montagem utilizando a fresa de topo reto Ø 12 mm com 6 dentes, com um comprimento em balanço de $L = 96$ mm (rigidez, $k_x = k_y = 1,698 \times 10^6$ N/m), para usinagem de uma liga de alumínio

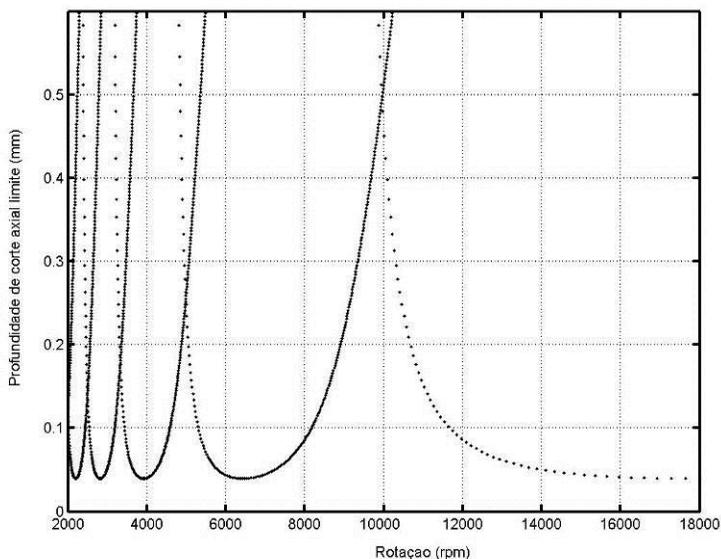
7075-T6, ângulo de entrada e saída da fresa 0° e 180° (corte em cheio), respectivamente.

Figura III.16 – Carta de estabilidade para fresa $\varnothing 12$ mm com 6 dentes, $L=96$ mm.



Fonte: Do autor.

Figura III.17 – Carta de estabilidade para fresa \varnothing 12 mm com 6 dentes,
L =96 mm.



Fonte: Do autor.

Pelo gráfico apresentado na figura III.16, considerando o modo flexível dominante correspondente a uma frequência de 752 Hz, a condição mais favorável ao corte, indicando profundidade de corte limite em torno de 0,4 mm, seria para a rotação $n = 7.520$ rpm. Uma rotação em torno de 5.000 rpm corresponderia a uma condição desfavorável. Já pelo gráfico apresentado na figura III.17, com modo flexível dominante de 997 Hz, a condição mais favorável ao corte, indicando profundidade de corte limite em torno de 0,4 mm, seria para a rotação aproximada de $n = 10.000$ rpm. Uma rotação em torno de 6.500 rpm corresponderia a uma condição desfavorável.

As diferenças entre as curvas III.16 e III.17 mostram a importância da identificação correta dos parâmetros modais de uma montagem para a obtenção das cartas de estabilidade.