UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

RAPHAEL GALDINO DOS SANTOS

**Desenvolvimento de um método para comparar os limites de
estabilidade dinâmica em máquinas-ferramentas utilizando o
diagrama de lóbulos**

São Carlos

2011

RAPHAEL GALDINO DOS SANTOS

**Desenvolvimento de um método para comparar os limites de
estabilidade dinâmica em máquinas-ferramentas utilizando o
diagrama de lóbulos**

Versão Original

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo para a obtenção do título de Mestre em Engenharia de Produção.

Área de concentração:

Processos de Manufatura Avançada

ORIENTADOR:

Prof. Dr. Reginaldo Teixeira Coelho

São Carlos

2011

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

S237d	<p>Santos, Raphael Galdino dos.</p> <p>Desenvolvimento de um método para comparar os limites de estabilidade dinâmica em máquinas-ferramentas utilizando o diagrama de lóbulos / Raphael Galdino dos Santos; orientador Reginaldo Teixeira Coelho. São Carlos, 2011.</p> <p>Dissertação (Mestrado-Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Área de Concentração em Processos de Manufatura Avançada) -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2011.</p> <p>1. Vibração. 2. Máquinas-ferramentas. 3. Fresamento. I. Título.</p>
-------	--

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato(a): Engenheiro RAPHAEL GALDINO DOS SANTOS.

Dissertação defendida e julgada em 16.05.2011 perante a Comissão Julgadora:

Prof. Associado **REGINALDO TEIXEIRA COELHO** – (Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO

Prof. Dr. **LEOPOLDO PISANELLI RODRIGUES DE OLIVEIRA**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO

Prof. Dr. **ANDRÉ LUÍS HELLENO**
(Universidade Metodista de Piracicaba/UNIMEP)

APROVADO

Prof. Associado **AQUILES ELIE GUIMARÃES KALATZIS**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia de Produção

Prof. Associado **PAULO CÉSAR LIMA SEGANTINE**
Presidente da Comissão da Pós-Graduação da EESC

DEDICATÓRIA

À Deus pela vida e oportunidades oferecidas.

À minha amada Joyce pelo amor, incentivo e apoio.

Aos meus pais e irmãos pelos valores e amor incondicional.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Reginaldo Teixeira Coelho pela orientação e incentivo para a conclusão deste trabalho.

Aos amigos do Laboratório de Máquinas-Ferramentas das Indústrias Romi pela constante ajuda no desenvolvimento dos ensaios.

Às Indústrias Romi S.A. pela disponibilidade de equipamentos e máquinas para a realização dos ensaios.

À empresa Sandvik Coromant pelas ferramentas de corte cedidas para a execução dos ensaios.

A todos os amigos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

SANTOS, R.G. (2011). Desenvolvimento de um método para comparar os limites de estabilidade dinâmica em máquinas-ferramentas utilizando o diagrama de lóbulos. Dissertação (mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

De uma forma geral, conhecer os limites de estabilidade dinâmica de uma máquina-ferramenta durante a usinagem, é um desafio para o fabricante de máquinas-ferramentas, bem como, para o usuário, que precisa escolher uma máquina que garanta a produtividade desejada. Neste trabalho, um modelo teórico foi utilizado para o desenvolvimento de um método de comparação dos limites de estabilidade dinâmica entre máquinas-ferramentas. Duas ferramentas de corte com seus respectivos sistemas de fixação foram selecionados, uma apropriada às operações de desbaste e outra às operações de acabamento. Utilizando as constantes de corte relacionadas ao material selecionado e a geometria das ferramentas, obteve-se experimentalmente o diagrama de estabilidade para três máquinas sob teste, e utilizando-os, comparou-se os limites de estabilidade para cada máquina, o que ilustra a utilização do método em desenvolvimento. A validação e a precisão dos diagramas foram realizadas por meio de ensaios de usinagem em uma das máquinas sob investigação. Os primeiros resultados demonstram as diferenças entre máquinas-ferramentas usando-se como critério a sua estabilidade dinâmica avaliada pelo diagrama de lóbulos. Os critérios e conceitos aqui discutidos contribuíram para o conhecimento do desempenho e produtividade das máquinas-ferramentas.

Palavras chave: Máquinas-ferramentas. Vibrações. Fresamento.

ABSTRACT

SANTOS, R.G. (2011). Development of a method to compare machine tools dynamic stability limits applying stability lobes diagram. Master of Science Thesis - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

Knowing the dynamic stability of a machine tool during the metal cutting process is a challenge to the machine tool builder as well as to the end user, especially when choosing or selecting a machine that achieves the desired productivity and performance. This document proposes and describes a theoretical model to determine a method to compare the dynamic stability limits among several machine tools. Two different tool systems were previously selected and addressed, one of them for roughing and another for finishing operations. Using metal cutting constants related to the selected materials and tool geometry, the stability diagram was obtained experimentally for all the three different machine tools and they were used to compare the dynamic stability limits amongst machines illustrating the application of the developed method. The validation of the proposed method was achieved by machining tests executed in one of the machines under investigation. The first results, based on the practical experiments, show the differences amongst machine tools using as criterion the dynamic stability evaluated by the stability lobe diagram. Such concept has contributed to enhance the knowledge on the machine tool productivity and performance.

Keywords: Machine tools. Chatter. Milling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Seqüência de realização do estudo.	20
Figura 2.1 – Geometria do Corte Ortogonal (adaptado de ALTINTAS, 2000).	23
Figura 2.2 – Mecanismo de Formação do Cavaco no Corte Ortogonal (adaptado de COELHO, 2009).	24
Figura 2.3 – Forças de Usinagem no Corte Ortogonal (adaptado de COELHO, 2009).	25
Figura 2.4 – Círculo de Merchant (adaptado de COELHO, 2009).	26
Figura 2.5 – Geometria do Corte Oblíquo (adaptado de ALTINTAS, 2000).	28
Figura 2.6 – Exemplos de operações de fresamento (adaptado de SANDVIK, 2010).	32
Figura 2.7 – Fresamento tangencial Concordante e Discordante.	33
Figura 2.8 – Geometria da ferramenta de fresamento.	33
Figura 2.9 – Diagrama de forças e ângulo de variação da ferramenta (adaptado de ALTINTAS,2000).	35
Figura 2.10 – Discretização de um sistema de um grau de liberdade (1GL).	37
Figura 2.11- Parte real da função receptância contra freqüência para um sistema com $m=1$ Kg, $k=100\text{N/m}$ e $c=0.6$ Ns/m (adaptado de MAIA, 1997).	45
Figura 2.12- Parte imaginária da função receptância contra freqüência para um sistema com $m=1$ Kg, $k=100\text{N/m}$ e $c=0.6\text{Ns/m}$ (adaptado de MAIA, 1997).	45
Figura 2.13- Magnitude da função receptância contra freqüência para um sistema com $m=1\text{Kg}$, $k=100\text{N/m}$ e $c=0.6\text{Ns/m}$ (adaptado de MAIA, 1997).	46

Figura 2.14- Fase da função receptância contra frequência para um sistema com $m=1$ Kg, $k=100$ N/m e $c=0.6$ Ns/m (adaptado de MAIA, 1997).	46
Figura 2.15- Configuração para medição de FRF's em Máquinas-Ferramenta.	48
Figura 2.16- Fenômeno de <i>chatter</i> no corte ortogonal (adaptado de ALTINTAS, 2000).	53
Figura 2.17- Modelo Dinâmico da Fresa com dois graus de liberdade (adaptado de ALTINTAS, 2000).	57
Figura 2.18- Exemplo de diagrama de lóbulos de estabilidade dinâmica.....	68
Figura 2.19- Magnitude da FRF do modelo teórico do sistema.....	69
Figura 2.20- Diagrama de Lóbulos do modelo teórico do sistema.	70
Figura 2.21- Magnitude da FRF do modelo teórico do sistema com acréscimo de 10% de massa.....	70
Figura 2.22- Diagrama de Lóbulos do modelo teórico do sistema com acréscimo de 10% de massa.....	71
Figura 2.23- Magnitude da FRF do modelo teórico do sistema com acréscimo de 10% de amortecimento.	72
Figura 2.24- Diagrama de Lóbulos do modelo teórico do sistema com acréscimo de 10% no amortecimento.	72
Figura 2.25- Magnitude da FRF do modelo teórico do sistema com acréscimo de 10% de rigidez.....	73
Figura 2.26- Diagrama de Lóbulos do modelo teórico do sistema com acréscimo de 10% na rigidez.....	74

Figura 2.27- Profundidade Crítica de Corte e Profundidade Limite.	76
Figura 3.1 – Posicionamento do dinamômetro para o ensaio de obtenção das Forças de Usinagem.	77
Figura 3.2 – Ferramentas de corte utilizadas nos ensaios.	78
Figura 3.3 – Configuração do Banco de Ensaio Utilizado.	79
Figura 3.4 – Máquinas utilizadas no ensaio [ROMI web site. 2010].	80
Figura 3.5 – Configuração dos ensaios de usinagem.	83
Figura 3.6 – Configuração da medição de rugosidade.	83
Figura 3.7 – Microscópio utilizado para obter as fotografias.	84
Figura 4.1 – FRF para o eixo X com variação da força de tensionamento.	87
Figura 4.2 – FRF para o eixo Y com variação da força de tensionamento.	88
Figura 4.3 – Diagrama de lóbulos de estabilidade com variação da força de tensionamento.	89
Figura 4.4 – FRF no eixo X com spindle livre e orientado.	90
Figura 4.5 – FRF no eixo Y com spindle livre e orientado.	90
Figura 4.6 – Diagrama de lóbulos de estabilidade com Eixo Árvore livre e orientado para fresa de seis arestas.	91
Figura 4.7 – Usinagem com 1919 RPM e 0,4 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	92
Figura 4.8 – Usinagem com 1919 RPM e 0,6 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	93

Figura 4.9 – Usinagem com 1919 RPM e 0,75 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	93
Figura 4.10 – Usinagem com 1919 RPM e 1 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	94
Figura 4.11 – Usinagem com 2138 RPM e 1 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	95
Figura 4.12 – Usinagem com 2138 RPM e 1,5 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	95
Figura 4.13 – Usinagem com 2138 RPM e 2 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	96
Figura 4.14 – Usinagem com 2138 RPM e 2,5 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	97
Figura 4.15 – Usinagem com 2500 RPM e 0,4 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	97
Figura 4.16 – Usinagem com 2500 RPM e 0,6 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	98
Figura 4.17 – Usinagem com 2500 RPM e 1 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	99
Figura 4.18 – Usinagem com 2826 RPM e 3 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	99
Figura 4.19 – Usinagem com 2826 RPM e 3 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.	100
Figura 4.22 – Diagrama de lóbulos de estabilidade para fresa de duas arestas.	102

Figura 4.23 – FRFs nas direções dos eixos X e Y para ferramenta de duas arestas de corte.	103
Figura 4.24 – Usinagem com 2711 RPM e 1,5 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.	104
Figura 4.25 – Usinagem com 2711 RPM e 1,8 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.	104
Figura 4.26 – Usinagem com 2711 RPM e 1,9 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.	105
Figura 4.27 – Usinagem com 2711 RPM e 2 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.	106
Figura 4.28 – Usinagem com 2853 RPM e 2,5 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.	106
Figura 4.29 – Usinagem com 2853 RPM e 2,8 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.	107
Figura 4.30 – Usinagem com 2853 RPM e 3 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.	108
Figura 4.31 – Usinagem com 2853 RPM e 3,5 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.	108
Figura 4.32 – Usinagem com 3027 RPM e 1,5 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.	109
Figura 4.33 – Usinagem com 3027 RPM e 1,8 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.	110

Figura 4.34 – Usinagem com 3027 RPM e 1,9 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.....	110
Figura 4.35 – Usinagem com 3027 RPM e 2 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.....	111
Figura 4.36 – Usinagem com 3210 RPM e 2,8 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.....	112
Figura 4.37 – Usinagem com 3210 RPM e 3 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.....	112
Figura 4.38 – Usinagem com 3210 RPM e 3,5 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.....	113
Figura 4.39 – Usinagem com 3210 RPM e 4 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.....	114
Figura 4.40 – Diagrama de Lóbulos com resultados dos ensaios de usinagem para a ferramenta de duas arestas de corte.....	115
Figura 4.41 – FRF comparativa entre máquinas na direção do eixo X para a ferramenta de seis arestas de corte.....	116
Figura 4.42 – FRF comparativa entre máquinas na direção do eixo Y para a ferramenta de seis arestas de corte.....	117
Figura 4.43 – Diagrama de Lóbulos comparativo entre máquinas para a ferramenta de seis arestas de corte.....	118
Figura 4.44 – FRF comparativa entre máquinas na direção do eixo X para a ferramenta de duas arestas de corte.....	120

Figura 4.45 – FRF comparativa entre máquinas na direção do eixo Y para a ferramenta de duas arestas de corte.....	120
Figura 4.46 – Diagrama de Lóbulos comparativo entre máquinas para a ferramenta de duas arestas de corte.....	121

LISTA DE SÍMBOLOS

alim: profundidade de corte máxima sem vibrações.

ap: Profundidade de corte.

b: Largura de corte.

c: Coeficiente de amortecimento.

Cc: Coeficiente de amortecimento crítico.

Fa: Força axial.

Fc: Força de corte.

Ff: Força de avanço.

Fn: Força de compressão.

Fnz: Projeção da força principal de corte sobre o plano de cisalhamento na sua direção normal.

Fr: Força radial ou normal.

Ft: Força de atrito.

Fu: Força de usinagem.

fz: Velocidade de avanço por dente.

Fz: Projeção da força principal de corte sobre o plano de cisalhamento na sua direção tangencial.

h': Espessura do cavaco.

h: Espessura de corte.

i: Ângulo de inclinação.

k: Constante de rigidez.

Kae: Constante da força axial na ferramenta.

Kcc: Constante da força de corte.

Kce: Constante da força de corte na ferramenta.

Kfc: Constante da força de avanço.

Krc: Constante da força normal.

Kre: Constante da força normal na ferramenta.

m: Constante de massa.

rc: Razão de compressão do cavaco.

Rc: Grau de recalque do material.

Sz: Área do plano de cisalhamento.

T: Período de passagem dos dentes.
vc: Velocidade de corte.
Vcav: Velocidade de saída do cavaco.
vf: Velocidade de Avanço.
 α_n : Ângulo de saída normal.
 α_r : Ângulo de saída da ferramenta.
 β_a : Ângulo de atrito.
 β_n : Ângulo de atrito oblíquo.
 η : Ângulo de escoamento.
 μ_a : Coeficiente de atrito entre cavaco e ferramenta.
 ξ : relação de amortecimento.
 τ_z : Tensão de cisalhamento.
 Φ : Ângulo de cisalhamento e ângulo instantâneo de imersão da ferramenta.
 Φ_e : Ângulo de entrada da ferramenta.
 Φ_n : Ângulo de cisalhamento normal.
 Φ_s : Ângulo de saída da ferramenta.
 ω_n : Frequência natural não amortecida.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Objetivos	19
1.2	Estrutura do Trabalho	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	22
2.1	Corte Ortogonal	22
2.2	Corte Oblíquo.....	27
2.3	Mecânica do Processo de Fresamento.....	30
2.4	Vibrações em Usinagem	35
2.4.1	Vibrações Mecânicas.....	36
2.4.1.1	Fundamentos de Vibrações Livres.....	37
2.4.1.2	Fundamentos de Vibrações Forçadas	40
2.4.2	Função Resposta em Frequência (FRF)	42
2.4.2.1	Formas de representação e propriedades da Função Resposta em Frequência (FRF)	44
2.4.2.2	Identificação experimental da Função Resposta em Frequência (FRF)	47
2.4.3	Vibrações Regenerativas ou <i>Chatter</i> no Processo de Usinagem	51
2.4.4	O Fenômeno <i>Chatter</i> no Processo de Fresamento	56
2.4.4.1	Modelo dinâmico do fresamento	57
2.4.4.2	Lóbulos de estabilidade dinâmica	61

2.4.5	Interpretação dos Lóbulos de Estabilidade Dinâmica	67
2.4.6	Método proposto para a comparação do desempenho dinâmico de máquinas-ferramentas	75
3	TRABALHO EXPERIMENTAL	77
3.1	Determinação das constantes de pressão específica de corte	77
3.2	Determinação da Função Resposta em Frequência (FRF).....	78
3.3	Cálculos do diagrama de lóbulos	79
3.4	Verificação dos efeitos da correia e orientação do eixo-árvore no diagrama de lóbulos	80
3.4.1	Ensaio para a verificação da influência do tensionamento da correia na estabilidade dinâmica do sistema ferramenta-fixação-máquina.....	81
3.4.2	Ensaio para determinar os efeitos da orientação do eixo-árvore na estabilidade dinâmica do sistema ferramenta-fixação-máquina.....	81
3.5	Validação do Diagrama de Lóbulos por meio de ensaios de usinagem.....	82
3.6	Comparação entre os Diagramas de Lóbulos em cada máquina sob investigação.....	84
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	85
4.1	Determinação das constantes de pressão específica de corte	85
4.2	Ensaio para a verificação da influência do tensionamento da correia na estabilidade dinâmica do sistema ferramenta-fixação-máquina	86
4.3	Ensaio para determinar os efeitos da orientação do eixo-árvore na estabilidade dinâmica do sistema ferramenta-fixação-máquina	89

4.4	Validação do Diagrama de Lóbulos por meio de ensaios de usinagem.....	91
4.4.1	Ferramenta com seis arestas de corte	91
4.4.2	Ferramenta com duas arestas de corte	102
4.5	Comparação entre os Diagramas de Lóbulos em cada máquina sob investigação.....	116
4.5.1	Ferramenta com seis arestas de corte	116
4.5.2	Ferramenta com duas arestas de corte	119
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	123
6	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	127

1 INTRODUÇÃO

A vibração durante os processos de usinagem é um dos principais problemas responsáveis pela limitação na produtividade da indústria, por prejudicar o acabamento superficial, a integridade da máquina e da ferramenta, entre outros problemas relacionados. A vibração em processos de usinagem é um fenômeno com diversas causas, dentre as quais se destaca a vibração auto-excitada, ou *chatter*, a qual responde pela maioria dos problemas de vibração durante a usinagem dos materiais. Vibrações com amplitudes excessivas podem causar vários distúrbios no processo de usinagem, como a redução da vida útil, ou em alguns casos, a quebra da ferramenta de corte, a redução da qualidade superficial de uma usinagem e ainda, em casos extremos, danificar os rolamentos do eixo-árvore da máquina-ferramenta (ALTINTAS, 2000).

Segundo um modelo analítico da dinâmica do processo de usinagem proposto por Tobias (1965), Tlusty (1967) e Merrit (1965) para o corte ortogonal, aperfeiçoado posteriormente por Altintas e Budak (1995) para o fresamento, os limites de estabilidade dinâmica durante o processo de usinagem dependem de parâmetros relacionados ao corte, como velocidades de corte e de avanço e profundidade de corte, características do material a ser usinado, da geometria da ferramenta e da rigidez dinâmica do sistema ferramenta-fixação-máquina. Utilizando estes dados é possível calcular um diagrama de estabilidade dinâmica para cada situação de usinagem conforme as combinações entre os fatores acima mencionados. Este diagrama apresenta a profundidade de corte limite no eixo vertical em função da rotação do eixo-árvore no eixo horizontal, determinando a fronteira entre um processo de usinagem estável e outro instável. Durante os últimos anos, muitos

pesquisadores têm desenvolvido métodos alternativos para a obtenção destes diagramas, utilizando-se de outros meios de obtenção dos parâmetros modais ou da função de resposta em frequência (FRF) necessários para estabelecer os limites de estabilidade.

Segundo Tlustý (1991) a avaliação de desempenho de máquinas-ferramentas é executada de dois modos. No primeiro utiliza-se a usinagem de materiais pré-determinados, usando ferramentas escolhidas de acordo com o tipo da máquina sob teste. Num segundo modo, são medidos os valores de rigidez dinâmica e obtido o diagrama de lóbulos de estabilidade dinâmica para cada uma determinada operação em análise. Cada um dos processos apresenta vantagens e desvantagens. Utilizando apenas a usinagem para os testes, os resultados são interpretados de forma mais simples, uma vez que se assume que especialistas no processo de usinagem serão os avaliadores de tais ensaios. Porém, este método possui a desvantagem de ser um processo excessivamente demorado e garante a avaliação apenas em uma estreita faixa de rotações utilizadas no ensaio. Executar ensaios em todas as rotações disponíveis tornar-se-ia inviável, dado o tempo e os gastos necessários com ferramentas e corpos de prova para tal. O processo conhecido como ensaio de excitação, por sua vez, permite uma avaliação de forma mais rápida de todas as faixas de rotação, uma vez que é necessária apenas a determinação das FRFs de cada ferramenta para o cálculo dos diagramas de lóbulos de estabilidade. Este modo é ainda de menor custo, considerando que os equipamentos necessários para o ensaio de excitação tenham sido previamente adquiridos. As desvantagens deste processo são o valor de aquisição dos equipamentos utilizados, além de fenômenos que podem influenciar a análise dos resultados, como diferenças no comportamento do sistema com o aquecimento do

eixo-árvore, não-linearidades de rolamentos durante a rotação do eixo-árvore, que geram a necessidade de habilidades do especialista para isolar estes efeitos. Ainda neste trabalho (TLUSTY, 1991) o autor sugere a utilização dos dois modos de avaliação em conjunto, o que visa melhorar a qualidade dos resultados e o tempo de execução do teste. Entretanto, o método utilizado para o cálculo do diagrama de lóbulos de estabilidade leva em consideração apenas o modelo de corte ortogonal e ainda, não resolve a questão da variação do sentido da força de corte que ocorre no processo de fresamento devido à rotação da ferramenta. Existe um modelo de cálculo do diagrama de lóbulos de estabilidade desenvolvido posteriormente por Altintas e Budak (1995) o qual leva em consideração os efeitos das forças no modelo oblíquo, usualmente utilizado pelas ferramentas de corte devido a melhora no desempenho da quebra e saída de cavacos, e considera ainda a variação da força de corte devido a rotação da ferramenta.

1.1 Objetivos

Neste trabalho propõe-se o desenvolvimento de um método para a avaliação da estabilidade dinâmica de diferentes máquinas-ferramentas, centros de usinagem em particular, em um processo de fresamento de topo reto, para diversas dimensões e valores de rotação do eixo-árvore, adotando o modelo analítico proposto por Altintas e Budak (1995) para a obtenção do diagrama de lóbulos de estabilidade dinâmica.

O objetivo proposto será alcançado por meio das seguintes etapas:

- 1- Determinar as constantes de corte para o material a ser usinado e as ferramentas utilizadas nos ensaios.

- 2- Medição das funções resposta em frequência (FRF) para os conjuntos ferramenta-fixação-máquina utilizados nos ensaios.
- 3- Calcular o diagrama de lóbulos de estabilidade dinâmica para cada máquina e cada ferramenta selecionada para os ensaios.
- 4- Validar a precisão dos limites expostos pelo diagrama de lóbulos de estabilidade dinâmica executando ensaios de usinagem para cada ferramenta em uma das máquinas sob teste.
- 5- Aplicar o método validado comparando os resultados dos diagramas de lóbulos para cada ferramenta nas máquinas selecionadas para os ensaios.

A figura 1.1 ilustra a seqüência das etapas seguidas para se atingir os objetivos propostos.

Figura 1.1 – Seqüência de realização do estudo.

1.2 Estrutura do Trabalho

Este trabalho está estruturado em cinco capítulos, são eles:

Capítulo 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA – estão detalhados os conceitos teóricos fundamentais para o entendimento do trabalho. Os tópicos mais relevantes são o comportamento das forças de usinagem, vibrações mecânicas e os fenômenos vibratórios no processo de usinagem.

Capítulo 3 – TRABALHO EXPERIMENTAL – detalha os materiais, equipamentos empregados, e metodologia utilizada durante os ensaios experimentais do trabalho.

Capítulo 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES – neste capítulo está os resultados e medições encontrados nos ensaios experimentais e suas respectivas discussões.

Capítulo 5 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS – contém as conclusões obtidas observando os resultados dos ensaios e ainda sugestões para o desenvolvimento de novos trabalhos.

Capítulo 6 – REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA – encontra-se as fontes consultadas para a elaboração deste trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Corte Ortogonal

Apesar das operações de usinagens mais comuns serem tridimensionais e geometricamente complexas, um caso mais simples de corte bidimensional, como o ortogonal, pode ser usado para explicar a mecânica da remoção de material (BOOTHROYD,1981; ERNEST,1940).

A porção de material que será removida da peça durante o processo, tornando-se cavaco, possui suas dimensões determinadas pela largura de usinagem (b) e espessura de corte (h). No corte ortogonal a aresta de corte pode ser representada por uma reta normal à direção da velocidade de corte (v_c) e à direção da velocidade de avanço (v_f), e conseqüentemente perpendicular à velocidade de corte, o que permite que a formação do cavaco seja considerada um fenômeno bidimensional, que ocorre em um plano normal à aresta de corte, chamado plano de trabalho (COELHO, 2009).

Desta forma, as forças de remoção serão exercidas somente no plano de trabalho, sendo definidas como força de corte (F_c) e força de avanço (F_f). A Figura 2.1 ilustra o processo de usinagem ortogonal.

Figura 2.1 – Geometria do Corte Ortogonal (adaptado de ALTINTAS, 2000).

Quando a aresta de corte entra em contato com a peça, uma parte do material ainda unido ao restante sofre uma deformação elástica, seguido de uma deformação plástica, que irão aumentando até atingir os limites de deformação do material, causando a ruptura (LEE, 1951). Esta ocorre na maioria dos casos, por cisalhamento, apesar de existirem tensões de tração e compressão, além da própria tensão de cisalhamento. Após a ruptura, ocorre a formação de trincas que se propagam de forma característica ao material sob usinagem. Como a formação de cavacos é um processo dinâmico, existirão planos instantâneos de propagação de rupturas e trincas, que definirão a região entre a peça e o cavaco como zona primária de cisalhamento (PALMER, 1959).

Para facilitar o entendimento, considera-se esta região como um plano matemático, chamado então, de plano de cisalhamento. Este plano é definido pelo ângulo de cisalhamento (Φ) formado entre o plano de cisalhamento e a direção da

velocidade de corte. A Figura 2.2 mostra o mecanismo de formação do cavaco e suas principais variáveis. Utilizando a Figura 2.2 pode-se definir o grau de recalque do material como (FERRARESI, 1977):

$$Rc = \frac{h'}{h} \quad (2.1)$$

No qual, h' é a espessura do cavaco cortada e h é a espessura de corte desejada.

Figura 2.2 – Mecanismo de Formação do Cavaco no Corte Ortogonal (adaptado de COELHO, 2009).

Pode-se definir o ângulo de cisalhamento por meio da seguinte relação:

$$\Phi = \tan^{-1} \frac{\cos \alpha r}{Rc - \sin \alpha r} \quad (2.2)$$

Na qual, αr é o ângulo de saída da ferramenta. E finalmente, a velocidade de saída do cavaco (V_{cav}) como sendo (COELHO, 2009):

$$vcav = vc \frac{\sin \Phi}{\cos (\Phi - \alpha r)} \quad (2.3)$$

Prever as forças durante o processo de usinagem é importante para a otimização dos parâmetros de corte, bem como na automatização deste processo (LI, 2001). Os atributos de desempenho do processo de usinagem, como estabilidade dinâmica, precisão de posicionamento da ferramenta, acabamento superficial e erros de forma na peça usinada são freqüentemente estudados com base na análise das forças de corte (ZHENG, 1995).

No corte ortogonal, pelo fato de ser um modelo bidimensional, as forças atuam em um único plano, o plano de trabalho. Isto permite que as forças sejam analisadas agindo sobre a peça, o cavaco e a ferramenta. A Figura 2.3 ilustra as principais forças atuando na região de formação do cavaco durante o corte ortogonal.

Figura 2.3 – Forças de Usinagem no Corte Ortogonal (adaptado de COELHO, 2009).

Utilizando o Círculo de Merchant é possível obter a decomposição da Força de Usinagem (F_u) em todas as direções. Este diagrama, representado pela Figura 2.4, recebe o nome de seu idealizador, e possui a Força de Usinagem (F_u) como diâmetro da circunferência (MERCHANT, 1954).

Figura 2.4 – Círculo de Merchant (adaptado de COELHO, 2009).

Podem-se avaliar as relações entre as forças envolvidas no processo utilizando as razões geométricas estabelecidas pelo Círculo de Merchant. Entre elas, destacam-se as mais significativas neste estudo, como:

$$Fu = \sqrt{Fc^2 + Ff^2} \quad (2.4)$$

$$Fz = Fu \cos(\Phi + \beta a - \alpha r) \quad (2.5)$$

$$Ft = Fu \sin(\beta a) \quad (2.6)$$

$$Fn = Fu \cos(\beta a) \quad (2.7)$$

O coeficiente de atrito entre cavaco e ferramenta (μa) pode ser obtido pela relação entre as forças de atrito (Ft) e de compressão (Fn) (COELHO, 2009):

$$\mu a = \frac{Ft}{Fn} = \tan \beta a \quad (2.8)$$

O ângulo de atrito (βa) pode ser obtido também através das relações entre as forças de avanço (Ff) e a força de corte (Fc):

$$\beta a = \alpha r + \tan^{-1} \frac{F_f}{F_c} \quad (2.9)$$

Assumindo uma distribuição uniforme de tensões no plano de cisalhamento, pode-se ainda determinar a tensão de cisalhamento, pela relação:

$$\tau_z = \frac{F_z}{S_z} \quad (2.10)$$

na qual, S_z define a área do plano de cisalhamento e pode ser determinada utilizando a equação (COELHO, 2009):

$$S_z = \frac{b h}{\sin(\Phi)} \quad (2.11)$$

2.2 Corte Oblíquo

A maioria das ferramentas de corte comerciais apresentam geometria oblíqua devido ao seu melhor desempenho para quebra de cavacos e distribuição de forças (ZOU, 2009) e, desta forma, a análise desta configuração se faz necessária para o entendimento do processo de usinagem. O modelo de corte oblíquo apresenta como principal diferença com o modelo de corte ortogonal o fato da velocidade de corte possuir um ângulo de inclinação ou ângulo oblíquo i . Isto altera os ângulos do plano de cisalhamento, de atrito, de saída do cavaco e dos vetores de força resultante, os quais passam a possuir componentes nas três coordenadas Cartesianas (X,Y e Z) (SHAMOTO, 1997).

Figura 2.5 – Geometria do Corte Oblíquo (adaptado de ALTINTAS, 2000).

A Figura 2.5 mostra os ângulos alterados no modelo de corte oblíquo, como o formado entre o plano de cisalhamento e o plano XY, chamado de ângulo de cisalhamento normal Φ_n . O cavaco cisalhado se move ao longo da superfície de saída da ferramenta com um ângulo de escoamento η , medido de um vetor na superfície de saída, mas normal a aresta de corte. O ângulo entre o eixo Z e o vetor normal a superfície de saída da ferramenta é definido como ângulo de saída normal α_n .

De acordo com o modelo de solução dos parâmetros para o corte oblíquo proposto por Armarego (1985) duas aproximações são aplicadas: Primeiramente, a velocidade de cisalhamento é colinear com a força de cisalhamento e, além disso, a razão entre o comprimento do cavaco é a mesma para o corte oblíquo e para o corte ortogonal.

Tomando o critério de cisalhamento máximo desenvolvido por Stabler (1964), podem-se considerar as seguintes relações geométricas:

$$\tan (\phi_n + \beta_n) = \frac{\cos \alpha_n \tan i}{\tan n - \operatorname{sen} \alpha_n \tan i} \quad (2.12)$$

Em que β_n é o ângulo de atrito oblíquo e pode ser definido pela equação:

$$\tan(\beta_n) = \tan \beta_a \cos \eta \quad (2.13)$$

Ainda de acordo com o modelo de Armarego (1985), o ângulo de cisalhamento normal ϕ_n pode ser obtido pela equação da geometria do cavaco:

$$\tan (\phi_n) = \frac{r_c (\cos \eta / \cos i) \cos \alpha_n}{1 - r_c (\cos \eta / \cos i) \cos \alpha_n} \quad (2.14)$$

no qual r_c é a razão de compressão do cavaco e pode ser definida pelo inverso do grau de recalque do material R_c^{-1} . Resolvendo as equações 2.12, 2.13 e 2.14 com iterações numéricas os ângulos não conhecidos η , β_n e ϕ_n podem ser definidos. Porém, este processo pode ser evitado considerando o modelo empírico de fluxo do cavaco de Stabler (1964), e com isso aplicar $\eta = i$ (ALTINTAS, 2000).

Segundo Altintas (2000), as componentes de força para o corte oblíquo podem ser derivadas como projeções da força de usinagem (F_u) utilizando-se de relações geométricas. A força de corte (F_c), força de avanço (F_f) e a força normal (F_r), representadas na Figura 5, são então expressas como função dos ângulos de cisalhamento oblíquo (ϕ_n), ângulo de atrito oblíquo (β_n), ângulo de saída normal (α_n), ângulos de inclinação (i) e ângulo de escoamento (η), além da tensão de cisalhamento (τ_z) da largura (b) e espessura de corte (h). Se aplicado o modelo clássico proposto por Armarego (1985), podem-se definir as expressões de força como:

$$\begin{aligned}
Fc &= bh \left[\frac{\tau z}{\text{sen}\Phi n} \frac{\cos(\beta n - \alpha n) + \tan i \tan \eta \text{sen}\beta n}{\sqrt{\cos^2(\Phi n + \beta n - \alpha n) + \tan^2 \eta \text{sen}^2 \beta n}} \right] \\
Ff &= bh \left[\frac{\tau z}{\text{sen}\Phi n \cos i} \frac{\text{sen}(\beta n - \alpha n)}{\sqrt{\cos^2(\Phi n + \beta n - \alpha n) + \tan^2 \eta \text{sen}^2 \beta n}} \right] \\
Fr &= bh \left[\frac{\tau z}{\text{sen}\Phi n} \frac{\cos(\beta n - \alpha n) \tan i - \tan \eta \text{sen}\beta n}{\sqrt{\cos^2(\Phi n + \beta n - \alpha n) + \tan^2 \eta \text{sen}^2 \beta n}} \right]
\end{aligned} \quad (2.15)$$

Outra forma de representação utiliza as constantes de corte, neste caso definidas por:

$$\begin{aligned}
K_{cc} &= \frac{\tau z}{\text{sen}\Phi n} \frac{\cos(\beta n - \alpha n) + \tan i \tan \eta \text{sen}\beta n}{\sqrt{\cos^2(\Phi n + \beta n - \alpha n) + \tan^2 \eta \text{sen}^2 \beta n}} \\
K_{fc} &= \frac{\tau z}{\text{sen}\Phi n \cos i} \frac{\text{sen}(\beta n - \alpha n)}{\sqrt{\cos^2(\Phi n + \beta n - \alpha n) + \tan^2 \eta \text{sen}^2 \beta n}} \\
K_{rc} &= \frac{\tau z}{\text{sen}\Phi n} \frac{\cos(\beta n - \alpha n) \tan i - \tan \eta \text{sen}\beta n}{\sqrt{\cos^2(\Phi n + \beta n - \alpha n) + \tan^2 \eta \text{sen}^2 \beta n}}
\end{aligned} \quad (2.16)$$

As componentes de força podem ser definidas para um determinado processo utilizando-se de alguns dados coletados a partir de um ensaio de corte ortogonal para o mesmo material a ser usinado. Isto porque, segundo Armarego (1985) pode-se considerar o ângulo de cisalhamento ortogonal (Φ) igual ao ângulo de cisalhamento oblíquo (Φn), o ângulo de saída ortogonal (αr) é o mesmo que o ângulo de saída oblíquo (αn). Adotando a teoria de fluxo de cavaco de Stabler (1964), considera-se ainda o ângulo de escoamento do cavaco (η) igual ao ângulo de inclinação (i) (ALTINTAS, 2000).

2.3 Mecânica do Processo de Fresamento

O processo de fresamento é reconhecidamente um dos mais utilizados na indústria, pois possibilita a fabricação de peças com diversas geometrias, além de ser um processo onde existe alta remoção de cavacos graças à utilização de múltiplas arestas de corte. No fresamento, a peça permanece estática, fixada sobre a mesa, que se move ou não, enquanto a ferramenta é rotacionada (DINIZ, 1999).

Na maioria dos casos, a mesa executa os movimentos transversais e longitudinais, mas existem situações em que a ferramenta executa todos os movimentos, permanecendo a mesa estática. Entre as operações de fresamento mais comuns destacam-se as seguintes (COELHO, 2009):

- Fresamento tangencial (concordante ou discordante).
- Fresamento frontal (Figura 2.6a).
- Fresamento tangencial de canais ou de perfis (Figura 2.6b).
- Fresamento de topo (Figura 2.6c).
- Fresamento de cavidades (Figura 2.6d).

a) Fresamento Frontal e Faceamento

b) Fresamento Tangencial de Canais

c) Fresamento de Topo

d) Fresamento de Cavidades

Figura 2.6 – Exemplos de operações de fresamento (adaptado de SANDVIK, 2010).

No Fresamento tangencial, podem-se encontrar duas diferentes condições, denominadas Fresamento tangencial concordante e Fresamento tangencial discordante. Na primeira, a aresta de corte inicia a usinagem com a espessura máxima do cavaco e em sua saída da zona de contato com a peça a espessura é praticamente nula. No Fresamento discordante ao contrário o corte se inicia com espessura nula e aumenta até o ponto máximo na saída da aresta de corte da zona de contato com a peça. A Figura 2.7 ilustra o corte concordante e discordante.

Figura 2.7 – Fresamento tangencial Concordante e Discordante.

Há ainda a condição combinada entre o corte concordante e discordante, onde, por exemplo, a largura de corte for igual ao diâmetro da fresa (DROZDA, 1983).

A geometria da ferramenta influencia a dinâmica do processo uma vez que as componentes de força são dependentes dos ângulos de saída radial e axial. Além destes, fazem parte da geometria os ângulos de folga axial e radial, como ilustra a Figura 2.8 (ALTINTAS, 1991).

Figura 2.8 – Geometria da ferramenta de fresamento.

Uma característica importante do processo de fresamento é o fato da espessura de corte ser variável no tempo, com a progressão do ângulo de imersão da ferramenta na peça, à medida que esta rotaciona. Deste modo, uma forma de aproximar a variação da espessura de corte em função do ângulo de imersão da fresa pode ser (ALTINTAS, 2000):

$$h(\Phi) = fz \sin (\Phi) \quad (2.17)$$

Na qual fz é a velocidade de avanço por dente (mm/rot-dente), e Φ é o ângulo instantâneo de imersão da ferramenta. As forças de corte ($F_c(\Phi)$), força radial ou normal ($F_r(\Phi)$) e a força axial ($F_a(\Phi)$) também irão variar de acordo com o ângulo de imersão e serão desta forma representadas como função da profundidade de corte (ap) e da velocidade de avanço por dente ($h(\Phi)$), ou seja, a área do cavaco ($ap \times h(\Phi)$):

$$\begin{aligned} F_c(\Phi) &= K_{cc} ap h(\Phi) + K_{ce} ap \\ F_r(\Phi) &= K_{rc} ap h(\Phi) + K_{re} ap \\ F_a(\Phi) &= K_{ac} ap h(\Phi) + K_{ae} ap \end{aligned} \quad (2.18)$$

Na qual as constantes K_{cc} , K_{rc} e K_{ac} são relacionadas com a ação do cisalhamento, enquanto que as constantes K_{ce} , K_{re} e K_{ae} são relacionadas com forças na aresta de corte. Os valores das constantes podem ser obtidos utilizando procedimentos experimentais descritos anteriormente para o corte ortogonal, aplicando-se a equação 2.16. Estes valores podem ser avaliados executando o processo de torneamento ou de fresamento ortogonal. Considerando o fresamento ortogonal, a força axial (F_a) é nula, uma vez que este é um mecanismo de corte bidirecional, o que permite avaliar as forças de corte (F_c) e normal (F_r), necessárias para a determinação das constantes de corte para um determinado material e velocidade de avanço definidos (ALTINTAS, 2000).

Para encontrar as forças de corte (F_c) e normal (F_r) é preciso relacionar estas com as forças medidas fisicamente, ou seja, paralelas aos eixos longitudinal (X) e transversal (Y) da máquina-ferramenta utilizando-se, por exemplo um dinamômetro. A Figura 2.9 mostra um diagrama que relaciona os eixos cartesianos com as forças durante a usinagem e seu ângulo de variação.

Figura 2.9 – Diagrama de forças e ângulo de variação da ferramenta (adaptado de ALTINTAS,2000).

Observando as relações trigonométricas, pode-se definir as forças nos eixos cartesianos X,Y e Z como:

$$\begin{aligned} Fx(\Phi) &= -Fc \cos(\Phi) - Fr \sin(\Phi) \\ Fy(\Phi) &= -Fc \sin(\Phi) - Fr \cos(\Phi) \\ Fz(\Phi) &= Fa \end{aligned} \quad (2.19)$$

Ainda considerando a Figura 2.9, é possível concluir que as forças possuirão valores acima de zero enquanto o ângulo de imersão for maior que o ângulo de entrada (Φ_e) e menor que o ângulo de saída (Φ_s) (ALTINTAS, 2000).

Apesar dos valores das forças de usinagem possuírem relações lineares com a velocidade de avanço nesta análise, existem não-linearidades nestas relações (FU, 1984). Estes efeitos são tipicamente descritos com equações exponenciais, como no caso das equações de Kienzle (FERRARESI, 1977).

2.4 Vibrações em Usinagem

O processo de usinagem dos materiais muitas vezes é considerado como um processo estável, o qual apresenta constantes como espessura do cavaco,

velocidade de avanço, velocidade de corte e ângulos de corte. Entretanto, este processo é fortemente influenciado pela dinâmica envolvida na execução do corte, no qual fenômenos vibratórios ocorrem, desencadeando a variação nas forças produzidas durante a usinagem (TOBIAS, 1961).

Vibrações durante a usinagem causam danos principalmente ao acabamento superficial da peça, além de causar avarias na ferramenta de corte e quando ocorrem de forma persistente por longos períodos, podem danificar a integridade e reduzir a vida útil dos rolamentos do eixo-árvore da máquina-ferramenta (KING, 1985).

As principais causas dessas vibrações estão em fenômenos vibratórios conhecidos como acoplamento de modos e regeneração de ondas superficiais, ou *chatter*, no qual o último é responsável pela grande maioria dos problemas encontrados durante a usinagem de materiais (TLUSTY, 1963).

O foco deste trabalho está na análise do fenômeno de *chatter*, que apesar de afetar o processo de usinagem precisa ser analisado utilizando-se de conceitos aplicados ao estudo de fenômenos vibratórios mecânicos de forma geral, no qual se inclui o *chatter*.

2.4.1 Vibrações Mecânicas

As propriedades dinâmicas de um sistema mecânico qualquer podem ser convenientemente representadas por propriedades fundamentais: massa, rigidez e amortecimento. Destas resultam as forças de inércia, elástica e dissipativa respectivamente.

Modelar qualquer sistema mecânico real é uma tarefa muito complexa. Entretanto, é possível alcançar bons resultados quando as características básicas

são modeladas como elementos discretos. A forma mais simples de se descrever um sistema dinâmico é utilizando o modelo de um grau de liberdade de parâmetros concentrados, o qual possui as características básicas como inércia representada por uma massa constante m com rigidez infinita, elasticidade representada por uma mola de constante de rigidez k e sem massa e ainda um amortecedor viscoso sem massa com coeficiente de amortecimento c , representados pela Figura 2.10 (MAIA, 1997).

Figura 2.10 – Discretização de um sistema de um grau de liberdade (1GL).

O sistema descrito acima pode ser representado pela seguinte equação de movimento:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (2.20)$$

Na qual $f(t)$ e $x(t)$ são a força de excitação e o deslocamento correspondente respectivamente, ambos dependentes no tempo (MCCONNELL, 1995).

2.4.1.1 Fundamentos de Vibrações Livres

Entende-se por sistemas de vibração livre quando não existem forças externas aplicadas. Tomando a equação 2.20 e fazendo $f(t)=0$ tem-se a equação diferencial para sistemas de vibração livre como (THOMSON, 1973):

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (2.21)$$

A qual possui a seguinte solução geral:

$$x(t) = X e^{st} \quad (2.22)$$

Na qual s é a variável de Laplace, ou seja, um número complexo a ser determinado. Substituindo a equação 2.22 na equação 2.21 tem-se:

$$(ms^2 + cs + k) X e^{st} = 0 \quad (2.23)$$

A equação 2.23 possui uma solução trivial na qual $X e^{st} = 0$, portanto não existe movimento, o que não é de interesse. Com isso, a solução não-trivial correspondente é:

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad (2.24)$$

A equação 2.21 é conhecida como equação característica, e sua solução possui duas raízes s_1 e s_2 , na seguinte forma (THOMSON, 1973):

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (2.25)$$

Desta forma a solução geral para a equação 2.21 torna-se:

$$x(t) = C_1 e^{s_1 t} + C_2 e^{s_2 t} \quad (2.26)$$

Na qual C_1 e C_2 são constantes determinadas por condições iniciais do sistema quando $t=0$. As raízes s_1 e s_2 podem então possuir três formas distintas (EWINS, 1984):

- As forças de amortecimento governam o sistema, ou seja, $(c/2m)^2 > k/m$ e com isso o sistema possuirá duas raízes reais, o qual é conhecido como sistema superamortecido.

- As forças inerciais e elásticas governam o sistema, ou seja, $(c/2m)^2 < k/m$ e agora as raízes serão um complexo conjugado. Este caso é conhecido como sistema sub-amortecido e é o mais comum em sistemas mecânicos em geral.
- Há ainda o terceiro caso no qual $(c/2m)^2 = k/m$ e com isso as duas raízes serão iguais, conhecido como sistema criticamente amortecido.

Considerando as três formas pode-se concluir que um sistema vibratório possui um parâmetro que caracteriza a transição entre os modos superamortecido e sub-amortecido, definido como coeficiente de amortecimento crítico C_c , o qual apresenta a seguinte solução:

$$C_c = 2\sqrt{km} = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2m\omega_n \quad (2.27)$$

No qual $\omega_n = \sqrt{k/m}$ é a frequência natural não amortecida. Definindo uma quantidade adimensional ξ como relação de amortecimento tem-se:

$$\xi = \frac{c}{c_c} \quad (2.28)$$

Substituindo a equação 2.28 em 2.25 podem-se encontrar as raízes da equação característica como (THOMSON, 1973):

$$s_{1,2} = -\omega_n \xi \pm \omega_n \sqrt{\xi^2 - 1} \quad (2.29)$$

Aplicando a equação 2.29 pode-se então reescrever os casos de amortecimento do sistema em função da constante ξ e com isso tem-se:

- Sistema superamortecido – $\xi > 1$;
- Sistema criticamente amortecido – $\xi = 1$;
- Sistema sub-amortecido – $\xi < 1$.

Utilizando-se da constante ξ pode-se escrever a solução no domínio do tempo para a equação 2.21, considerando sistemas sub-amortecidos nos quais $0 < \xi < 1$, que apresentam resposta oscilatória amortecida, e por isso são os que mais se aproximam dos sistemas reais. A equação que representa a resposta destes sistemas pode ser escrita da seguinte forma:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left(C_1 e^{i\omega_n t \sqrt{1-\xi^2}} + C_2 e^{-i\omega_n t \sqrt{1-\xi^2}} \right) \quad (2.30)$$

Na qual $i = \sqrt{-1}$ e consideram-se condições iniciais nulas, ou seja, $x(0) = 0$ e $\dot{x}(0) = 0$.

Enquanto que para sistemas nos quais a variável $\xi=0$, ou seja, sistemas não amortecidos ou conservatórios a frequência de oscilação é igual à frequência natural não amortecida ω_n , nos sistemas amortecidos ou não conservativos nos quais $0 < \xi < 1$ a frequência de oscilação é dada por:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (2.31)$$

Na qual ω_d é conhecida como frequência natural amortecida ou frequência de ressonância.

2.4.1.2 Fundamentos de Vibrações Forçadas

Considerando agora sistemas que sofram influência de forças externas, ou seja, na equação 2.20 o termo $f(t) \neq 0$. Considerando a função força na forma harmônica (EWINS, 1984):

$$f(t) = F e^{i\omega t} \quad (2.32)$$

Na qual F e ω são constantes que representam a força e a frequência de oscilação da força e $i = \sqrt{-1}$, a solução particular é então:

$$x(t) = \bar{X}e^{i\omega t} \quad (2.33)$$

Na qual $\bar{X}$ é uma amplitude complexa conhecida como fasor e permite a inclusão de um ângulo de fase entre a função força e o movimento de resposta do sistema, no qual:

$$\bar{X} = Xe^{i\theta} \quad (2.34)$$

Substituindo a equação 2.33 em 2.20, tem-se:

$$\bar{X} = \frac{F}{(k - \omega^2 m) + i\omega c} \quad (2.35)$$

Como qualquer número complexo do tipo $x + iy$ pode ser expresso na forma de $Re^{i\theta}$, utilizando $R = (x^2 + y^2)^{1/2}$ e $\tan\theta = y/x$, a equação 2.35 pode ser expressa na seguinte forma (EWINS, 1984):

$$\bar{X} = \frac{F}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} e^{i\theta} \quad (2.36)$$

E ainda,

$$\tan\theta = \frac{-\omega c}{k - \omega^2 m} \quad (2.37)$$

A solução particular para a equação 2.32 pode ser expressa pela seguinte:

$$x(t) = \frac{F}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} e^{i(\omega t + \theta)} \quad (2.38)$$

A qual é uma função harmônica de amplitude constante, como a força de excitação da equação 2.32. Analisando a equação 2.38, pode-se concluir que a resposta do sistema será atrasada no valor do ângulo θ . Esta é a chamada solução

estacionária, a solução completa é então representada pela somatória das equações 2.30 e 2.38 (MAIA, 1997).

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left(C_1 e^{i\omega_n t \sqrt{1-\xi^2}} + C_2 e^{-i\omega_n t \sqrt{1-\xi^2}} \right) + \frac{F}{\sqrt{(k-\omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} e^{i(\omega t + \theta)} \quad (2.39)$$

Outro modo está em relacionar as propriedades dinâmicas do sistema as quais estão na expressão matemática, relacionando então a saída ($x(t)$) com a entrada ($f(t)$).

$$\frac{x(t)}{f(t)} = H(\omega) = \frac{\bar{X}}{F} = \frac{1}{(k-\omega^2 m) + i\omega c} \quad (2.40)$$

Na qual a função complexa no domínio da frequência denotada por $H(\omega)$ é a chamada função resposta em frequência do sistema (FRF) (MAIA, 1997).

2.4.2 Função Resposta em Frequência (FRF)

Uma forma de representar um sistema dinâmico é por meio de uma função de transferência no domínio de Laplace. Utilizando a transformada de Laplace, é possível converter equações diferenciais em equações algébricas, as quais são mais fáceis de serem manipuladas.

Aplicando-se a transformada de Laplace na equação 2.20, obtém-se (EWINS, 1984):

$$L[m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t)] = (ms^2 + cs + k)X(s) - msx(0) - m\dot{x}(0) - cx(0) \quad (2.41)$$

E ainda,

$$L[f(t)] = F(s) \quad (2.42)$$

De modo que,

$$(ms^2 + cs + k)X(s) = F(s) + m\dot{x}(0) + (ms + c)x(0) \quad (2.43)$$

Na qual se considerando as condições iniciais nulas ($\dot{x}(0) = x(0) = 0$), a solução homogênea ou equação 2.21 possa ser ignorada, a relação entre a transformada da saída e de entrada pode ser expressa em termos de,

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} \quad (2.44)$$

Na qual,

$$H(s) = \frac{1}{ms^2 + cs + k} \quad (2.45)$$

É a chamada função de transferência do sistema, e seu denominador a equação característica, anteriormente definida pela equação 2.24. Em sistemas sub-amortecidos as raízes s_1 e s_2 podem ser definidas por (EWINS, 1984):

$$s_{1,2} = \sigma \mp i\omega_d \quad (2.46)$$

Em que,

$$\sigma = -\xi\omega_n \quad (2.47)$$

O que permite escrever a função de transferência de outra forma e expandi-la em frações parciais,

$$H(s) = \frac{1}{m(s-s_1)(s-s_2)} = \frac{A}{(s-s_1)} + \frac{A^*}{(s-s_1^*)} \quad (2.48)$$

Na qual os complexos conjugados A e A^* são os resíduos da função de transferência e podem ser identificados como:

$$A = \frac{1}{i2m\omega_n} \quad (2.49)$$

Pode-se então encontrar a função de transferência no domínio da frequência, de forma que,

$$H(\omega) = H(s)|_{s=i\omega} = \frac{A}{i(\omega-\omega_d)+\xi\omega_n} + \frac{A^*}{i(\omega-\omega_d)+\xi\omega_n} \quad (2.50)$$

A equação 2.50 representa a função resposta em frequência (FRF) expandida em funções parciais de um sistema de um grau de liberdade (1GL). A resposta do sistema a vibrações livres pode ser então obtida aplicando uma função impulso de tempo $t=0$. A resposta a esta forma de excitação pode então ser determinada aplicando as equações 2.44 e 2.48 em condições iniciais nulas em que $F(s)=1$ para a função impulso da força (EWINS, 1984).

2.4.2.1 Formas de representação e propriedades da Função Resposta em Frequência (FRF)

A forma de representação da função resposta em frequência utilizando deslocamento gerado pela aplicação de uma força é também conhecida como receptância. Como é uma função complexa, pode ser dividida em três partes, sendo real, imaginária e a frequência. Uma forma de representação é utilizando-se dois gráficos, o primeiro representa um plano entre a parte real e a frequência, representada pela Figura 2.11. De forma análoga, no segundo encontra-se uma representação da parte imaginária também contra a frequência, ilustrada pela Figura 2.12 (MAIA, 1997).

Figura 2.11- Parte real da função receptância contra frequência para um sistema com $m=1$ Kg, $k=100\text{N/m}$ e $c=0.6$ Ns/m (adaptado de MAIA, 1997).

Figura 2.12- Parte imaginária da função receptância contra frequência para um sistema com $m=1$ Kg, $k=100\text{N/m}$ e $c=0.6\text{Ns/m}$ (adaptado de MAIA, 1997).

É possível verificar que neste exemplo a frequência de ressonância ω_n está em 10 rad/s e que a parte real corta o eixo das frequências exatamente sobre este ponto, e ainda a parte imaginária atinge seu valor mínimo no mesmo ponto.

Entretanto, a forma mais comum de se representar uma FRF é utilizando a magnitude da função resposta em frequência em conjunto com a representação da

fase, ambas ainda contra a frequência, representadas pelas Figuras 2.13 e 2.14 (EWINS, 1984).

No qual a frequência natural ω_n , neste caso 10 rad/s, marca a maior amplitude para o gráfico de magnitude e cruza o eixo de frequência em exatos 90 graus no gráfico que representa a fase.

Figura 2.13- Magnitude da função receptância contra frequência para um sistema com $m=1\text{Kg}$, $k=100\text{N/m}$ e $c=0.6\text{Ns/m}$ (adaptado de MAIA, 1997).

Figura 2.14- Fase da função receptância contra frequência para um sistema com $m=1\text{ Kg}$, $k=100\text{N/m}$ e $c=0.6\text{Ns/m}$ (adaptado de MAIA, 1997).

Existem diversas formas de se representar uma função resposta em frequência (FRF), uma vez que se mede movimento a representação da resposta pode ser feita utilizando deslocamento, como visto utilizando a função receptância, ou ainda aplicado medições de velocidade e aceleração. A terminologia a ser seguida pode ser definida da seguinte forma:

$$\textit{Receptância} = \frac{\textit{deslocamento}}{\textit{força}}$$

$$\textit{Mobilidade} = \frac{\textit{velocidade}}{\textit{força}}$$

$$\textit{Acelerância} = \frac{\textit{aceleração}}{\textit{força}}$$

O inverso destas três funções pode também ser utilizado como forma de representação e são definidas como rigidez dinâmica, impedância mecânica e massa aparente, respectivamente para deslocamento, velocidade e aceleração (EWINS, 1984).

2.4.2.2 Identificação experimental da Função Resposta em Frequencia (FRF)

O propósito fundamental de ensaios dinâmicos é a confirmação do modelo matemático e ainda a determinação de informações importantes da estrutura física necessárias para a análise dinâmica (CRAIG, 1981).

Existem diferentes tipos de ensaios de vibração. Em alguns casos é necessário executar as medições durante a operação normal da máquina ou estrutura sob investigação, em outros a estrutura pode ser excitada de maneiras externas, no campo ou ainda em um ambiente de laboratório (MCCONNELL, 1995).

A determinação da FRF se dá pela excitação da estrutura, como descrito anteriormente de forma externa utilizando-se de transdutores de força, como *shakers* ou ainda utilizando um martelo com transdutor de força. A vibração então é transmitida da estrutura para um sensor que geralmente é um acelerômetro. Os sinais da força e aceleração são então transferidos a um analisador digital e posteriormente a um computador para a exibição dos resultados, após o tratamento dos sinais. A Figura 2.15 ilustra a configuração de medição de FRF's em máquinas-ferramentas utilizando acelerômetro e martelo (MCCONNELL, 1995).

Figura 2.15- Configuração para medição de FRF's em Máquinas-Ferramenta.

A relação entre a entrada e a saída da FRF no domínio da frequência é representada por:

$$Y(\omega) = H(\omega) X(\omega) \quad (2.51)$$

A equação 2.51 é a base para a obtenção da FRF de uma estrutura, considerando que esta pode ser estimada medindo o espectro de frequência da entrada e da saída.

Existem três modos de estimadores de FRF, o primeiro modo é chamado $H_1(\omega)$ e é obtido multiplicando a equação 2.51 por $X^*(\omega)$:

$$X^*(\omega)Y(\omega) = H(\omega)X^*(\omega)X(\omega) \quad (2.52)$$

Assumindo que sejam processados ambos os canais de dados da mesma maneira, então a equação 2.52 torna-se:

$$S_{xy}(\omega) = H(\omega)S_{xx}(\omega) \quad (2.53)$$

Na qual, $S_{xy}(\omega)$ é o espectro cruzado duplo entre entrada e saída e $S_{xx}(\omega)$ é o auto-espectro duplo do sinal de entrada. Geralmente, somente o espectro de frequência simples de $G_{xy}(\omega)$ e $G_{xx}(\omega)$ são utilizados. Então se pode obter da equação 2.53:

$$H(\omega) = \frac{S_{xy}(\omega)}{S_{xx}(\omega)} \equiv H_1(\omega) \quad \text{para } -\infty < \omega < +\infty \quad (2.54)$$

$$H(\omega) = \frac{G_{xy}(\omega)}{G_{xx}(\omega)} \equiv H_1(\omega) \quad \text{para } 0 < \omega < +\infty$$

O segundo modos conhecido por $H_2(\omega)$ é obtido multiplicando $Y^*(\omega)$ em ambos os lados da equação 2.51:

$$Y^*(\omega)Y(\omega) = H(\omega)Y^*(\omega)X(\omega) \quad (2.55)$$

$$S_{yy}(\omega) = H(\omega)S_{yx}(\omega)$$

Utilizando o mesmo conceito aplicado na equação 2.54, tem-se:

$$H(\omega) = \frac{S_{yy}(\omega)}{S_{yx}(\omega)} \equiv H_2(\omega) \quad \text{para } -\infty < \omega < +\infty \quad (2.56)$$

$$H(\omega) = \frac{G_{yy}(\omega)}{G_{yx}(\omega)} \equiv H_2(\omega) \quad \text{para } 0 < \omega < +\infty$$

O terceiro método é chamado $H_3(\omega)$ e é obtido usando apenas a magnitude de ambos os lados da equação 2.51:

$$Y^*(\omega)Y(\omega) = H^*(\omega)H(\omega)X^*(\omega)X(\omega)$$

$$S_{yy}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_{xx}(\omega) \quad (2.57)$$

A equação 2.57 envolve apenas o auto-espectro e então não existem informações sobre a fase neste estimador, apenas a magnitude é determinada. A partir da equação 2.57 se obtêm (MCCONNELL, 1995):

$$|H(\omega)|^2 = \frac{S_{yy}(\omega)}{S_{xx}(\omega)} \equiv |H_a(\omega)|^2 \quad \text{para } -\infty < \omega < +\infty \quad (2.58)$$

$$|H(\omega)|^2 = \frac{G_{yy}(\omega)}{G_{xx}(\omega)} \equiv |H_a(\omega)|^2 \quad \text{para } 0 < \omega < +\infty$$

Existe a necessidade de se medir o quão bem a resposta da estrutura sob teste está relacionada com a excitação aplicada. O coeficiente de correlação descreve quanto o valor de y está ligado ao valor de x . A função coerência corresponde ao quadrado do coeficiente de correlação uma vez que estão sendo tratados valores de espectro cruzado e média quadrática:

$$\gamma^2(\omega) = \frac{|G_{xy}(\omega)|^2}{G_{xx}(\omega)G_{yy}(\omega)} = \frac{|S_{xy}(\omega)|^2}{S_{xx}(\omega)S_{yy}(\omega)} \quad (2.59)$$

Esta função coerência é uma medida da linearidade da saída com a entrada em cada frequência ω , e é relacionada em uma escala de 0 a 1 (MCCONNELL, 1995).

A excitação de uma estrutura utilizando *shaker* possibilita alcançar uma larga faixa de frequência, permitindo que sejam aplicadas forças de forma aleatória e ainda controlar as amplitudes da excitação (MCCONNELL, 1995). Utilizando a excitação por meio de um martelo, a força possui uma curta duração de tempo, podendo ser considerado como um impulso no domínio do tempo, o que possibilita a

análise de uma faixa de frequência que depende do tempo de duração do contato entre a ponta do martelo e a estrutura, quanto menor o tempo de contato maior será a faixa de frequência excitada com o mesmo nível de energia. De maneira geral, a excitação com martelo possibilita atingir uma faixa de frequência que contém os principais modos de vibração dos sistemas ferramenta-fixação-máquina. Por esta razão e pelo fato de possuir uma montagem mais simples do que a aplicação do *shaker* para este tipo de estrutura, a excitação por martelo é a mais usual (ALTINTAS, 2000).

2.4.3 Vibrações Regenerativas ou *Chatter* no Processo de Usinagem

As vibrações durante o processo de usinagem são resultantes da variação na espessura do cavaco gerado no momento do corte. Ao se excitar um modo de vibração estrutural do conjunto ferramenta-fixação-máquina, deixa-se uma superfície com ondulações que será removida na próxima passagem da aresta de corte (TLUSTY, 1963). A variação na espessura do cavaco dependerá desta forma, do ângulo de fase entre a onda de deslocamento na frequência de ressonância, ou frequência de vibração do conjunto ferramenta-fixação-máquina ou da peça a ser usinada, e a onda equivalente na frequência de passagem da aresta de corte.

As vibrações podem ainda ser causadas por um fenômeno chamado acoplamento de modos, no qual o *chatter* é provocado pela vibração em duas direções no plano de corte (PAN, 2006). Entretanto, este caso é menos comum devido ao fato que de modo geral a rigidez dos modos de vibração da estrutura da máquina-ferramenta é maior que do sistema formado pelo eixo-árvore, sistema de fixação e ferramenta (ALTINTAS, 2000).

Segundo Cao e Altintas (2004), um dos elementos que influenciam diretamente a estabilidade dinâmica do sistema e conseqüentemente seus limites de vibração é o eixo-árvore. As dimensões do eixo, bem como a localização e a rigidez dos rolamentos, e ainda a pré-carga dos rolamentos são fatores determinantes para os valores de rigidez dinâmica.

Outro elemento que influencia fortemente na rigidez dinâmica durante a usinagem é o sistema de fixação da ferramenta no eixo-árvore, como mostrado por Smith, (1999). Comparando os sistemas de fixação HSK (HohlSchankKegel ou hollowtapershank) e CAT (HANNA, 2002), comprova-se que a força de fixação e a própria forma construtiva influenciam na rigidez e no amortecimento, o que altera a estabilidade dinâmica do sistema ferramenta-fixação-máquina.

Utilizando inicialmente o modo de usinagem ortogonal para simplificar o entendimento do fenômeno *chatter*, pode-se considerar que a forma geral da espessura dinâmica do cavaco pode ser determinada utilizando a seguinte equação:

$$h(t) = h_0 - [y(t) - y(t - T)] \quad (2.60)$$

Na qual, h_0 é a espessura do cavaco esperada e é igual ao avanço em milímetros por revolução, e $[y(t) - y(t - T)]$ é a espessura dinâmica do cavaco, produzida pela vibração no tempo atual t e pela rotação anterior do eixo-árvore T , como ilustra a figura 2.16.

Figura 2.16- Fenômeno de *chatter* no corte ortogonal (adaptado de ALTINTAS, 2000).

Assumindo que o sistema possui apenas um grau de liberdade, a equação de movimento pode então ser escrita da seguinte forma:

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = F_f(t) = K_f a [h_0 + y(t - T) - y(t)] \quad (2.61)$$

A equação 2.61 mostra que a força de avanço depende da constante de corte K_f , da largura de corte a e da espessura do cavaco. Como a espessura do cavaco varia em função do tempo, a força irá oscilar de forma proporcional, e conseqüentemente o lado esquerdo da equação será uma equação diferencial atrasada no tempo. Com isso, pode-se concluir que a cada volta do eixo-árvore (no tempo T) a variação da espessura do cavaco será maior, ou menor, devido a diferença de fase entre a freqüência de rotação e a freqüência de ressonância da ferramenta, até o limite determinado pela perda de contato entre a ferramenta e a peça, o que produzirá a espessura do cavaco nula e conseqüentemente força de avanço igual a zero. Além deste efeito, há ainda o amortecimento causado pelo contato entre a superfície de saída da ferramenta e a peça, e ainda a variação da constante de corte devido à variação da espessura do cavaco em operações com a

aplicação de baixas velocidades. Isto cria a necessidade de se prever às constantes de corte dinamicamente (ALTINTAS, 2008).

Outro aspecto importante a ser considerado são as não-linearidades entre a força de usinagem e a velocidade de avanço, as quais são consideradas por Landers (2008). Entretanto, estes efeitos tendem a deixar a análise demasiadamente complexa. Para facilitar o entendimento do fenômeno será considerada apenas a teoria de estabilidade linear.

A equação dinâmica da espessura do cavaco no domínio de Laplace pode ser representada por:

$$h(s) = h_0 + (e^{-sT} - 1)y(s) \quad (2.62)$$

e a força de avanço então torna-se (ALTINTAS, 2000),

$$F_f(s) = K_f ah(s) \quad (2.63)$$

a vibração resultante da excitação causada pela força na estrutura pode ser definida então como,

$$y(s) = K_f ah(s)\phi(s) \quad (2.64)$$

e a função de transferência da estrutura pode ser escrita como,

$$\phi(s) = \frac{y(s)}{F_f(s)} = \frac{\omega_n^2}{k_y(s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (2.65)$$

Substituindo $y(s)$ na equação 2.62 tem-se,

$$h(s) = h_0 + (e^{-sT} - 1)K_f ah(s)\phi(s) \quad (2.66)$$

a função de transferência entre a espessura do cavaco desejada e a real é definida como (ALTINTAS, 2000),

$$\frac{h(s)}{h_0(s)} = \frac{1}{1 + (1 - e^{-sT})K_f a \phi(s)} \quad (2.67)$$

a estabilidade do sistema é então definida pelas raízes da equação característica (TLUSTY, 1967).

$$1 + (1 - e^{-sT})K_f a \phi(s) = 0 \quad (2.68)$$

Considerando as raízes da equação com a forma $s = \sigma + j\omega_c$, tem-se que para a parte real positiva, a solução no domínio do tempo possuirá um expoente positivo, o que causaria o aumento da vibração até o infinito, o que caracteriza a condição de instabilidade no processo de corte. Para a parte real negativa ocorre o contrário, ou seja, com expoente negativo a vibração seria suprimida com o tempo, caracterizando a condição de estabilidade. A condição de parte real igual a zero ou $s = j\omega_c$, caracteriza a condição de sistema criticamente estável, o que leva a uma oscilação constante ao longo do tempo com a frequência de *chatter* ω_c . Nesta condição a função característica torna-se então,

$$1 + (1 - e^{-sT})K_f a_{lim} \phi(j\omega_c) = 0 \quad (2.69)$$

Na qual a_{lim} é a profundidade de corte máxima para a usinagem livre de vibrações causadas por *chatter* (TLUSTY, 1967).

Durante os últimos anos realizaram-se muitas pesquisas para o desenvolvimento de sistemas passivos ou ativos que pudessem absorver vibrações durante o processo de usinagem, melhorando sua produtividade, uma vez que os limites de estabilidade são aumentados. Um exemplo de método passivo é o apresentado por Rashid (2008), no qual amortecedores de material visco-elástico são projetados de forma a fornecer ao sistema um acréscimo de amortecimento, o que resulta em um melhor desempenho dinâmico da máquina. Outra metodologia

empregada para absorver vibrações é um modelo de atuadores piezo elétricos que reduzem as amplitudes de vibração durante a usinagem de maneira ativa. Este método emprega-se na usinagem de estruturas flexíveis ou ainda no fresamento de paredes finas (ZHANG, 2005).

Destaca-se ainda o modelo proposto por Smith e Tlusty(1992), o qual elimina os efeitos do fenômeno de *chatter* selecionando uma rotação do eixo-árvore de modo a sincronizar a frequência de rotação com a frequência de *chatter*, o que elimina as ondulações na peça provocadas pela ferramenta, uma vez que elimina a diferença de fase entre a frequência de excitação e a frequência de vibração.

Outra forma de melhorar a estabilidade dinâmica do sistema ferramenta-fixação-máquina é a utilização de materiais poliméricos, os quais possibilitam aumentar a rigidez e o amortecimento estrutural, fatores que não podem ser melhorados simultaneamente com a aplicação dos materiais metálicos convencionalmente empregados (SUH, 2008).

2.4.4 O Fenômeno *Chatter* no Processo de Fresamento

As vibrações no processo de fresamento são particularmente mais complexas de serem previstas uma vez que existe a variação do sentido da força de corte devido ao movimento giratório ser executado pela ferramenta, permanecendo a peça estática. Por ser um processo que gera uma excitação periódica ocorre o aparecimento de múltiplas frequências de vibração, relacionadas não somente a frequência natural do sistema, mas também a frequência de passagem dos dentes e suas harmônicas (INSPERGER, 2003).

Há um modelo analítico-experimental apresentado por Altintas e Budak (1995), o qual mostra um modo prático para a determinação dos limites de vibração

para o processo de fresamento, relacionando as constantes do material a ser usinado bem como da ferramenta utilizada. Este modelo caracteriza os limites de vibração em função da profundidade de corte axial e da rotação do eixo-árvore.

2.4.4.1 Modelo dinâmico do fresamento

Uma fresa de topo montada em um centro de usinagem, por exemplo, pode ser considerada como um sistema de dois graus de liberdade ortogonais, como mostra a Figura 2.17. Assume-se que a fresa possui ângulo de hélice igual a zero e números de dentes iguais a N (BUDAK, 1995).

Figura 2.17- Modelo Dinâmico da Fresa com dois graus de liberdade (adaptado de ALTINTAS, 2000).

As forças de corte excitam a estrutura nas direções de avanço (X) e normal (Y), causando os deslocamentos x e y respectivamente. Os deslocamentos dinâmicos são transportados pela rotação do dente (j) na direção radial ou da espessura do cavaco com a transformação das coordenadas $v_j = -x \sin \Phi_j - y \cos \Phi_j$ na qual Φ_j é o ângulo de imersão instantâneo do dente (j) medido no sentido horário a partir do eixo normal (Y). Se o Eixo-Árvore girar com uma velocidade angular de Ω (rad/s), o ângulo de imersão irá variar com o tempo em $\Phi_j(t) = \Omega t$ (ALTINTAS, 2000). A espessura do cavaco resulta da parte estática ($s_t \sin \Phi_j$), devido ao

movimento de corpo rígido da fresa, e componentes dinâmicos causados pelas vibrações da ferramenta durante a passagem do dente atual e dos anteriores. Medindo a espessura do cavaco na direção radial (v_j), a quantidade total de cavaco pode ser expressa por (BUDAK, 1995),

$$h(\Phi_j) = [f_z \text{sen} \Phi_j + (v_{j,0} - v_j)]g(\Phi_j) \quad (2.70)$$

na qual f_z é o avanço por dente e $(v_{j,0} - v_j)$ são os deslocamentos dinâmicos da fresa na passagem do dente anterior e do atual, respectivamente. $g(\Phi_j)$ é uma função degrau unitário que determina se o dente está dentro ou fora da peça, então

$$g(\Phi_j) = 1 \leftarrow \Phi_e < \Phi_j < \Phi_s \quad (2.71)$$

$$g(\Phi_j) = 0 \leftarrow \Phi_j < \Phi_e \text{ ou } \Phi_j > \Phi_s$$

em que Φ_e e Φ_s são os ângulos de entrada e saída da ferramenta, respectivamente. Portanto, a componente estática da espessura do cavaco ($f_z \text{sen} \Phi_j$) é desprezada das expressões uma vez que não contribui no mecanismo de regeneração dinâmica do cavaco (ALTINTAS, 2000). Substituindo v_j em 2.70 vem,

$$h(\Phi_j) = [\Delta_x \text{sen} \Phi_j + \Delta_y \text{scos} \Phi_j]g(\Phi_j) \quad (2.72)$$

na qual $\Delta_x = x - x_0$, $\Delta_y = y - y_0$. (x, y) e (x_0, y_0) representam os deslocamentos dinâmicos da estrutura da fresa na passagem do dente atual e do anterior. As forças tangencial (F_{cj}) e radial (F_{rj}) atuantes no dente j são proporcionais à profundidade de corte (a) e espessura do cavaco (h) (BUDAK, 1995),

$$F_{cj} = K_{cc}ah(\Phi_j), \quad F_{rj} = K_{rc}F_{cj} \quad (2.73)$$

Na qual os coeficientes de corte K_{cc} e K_{rc} são constantes. Resolvendo as forças de corte nas direções de x e y,

$$F_{xj} = -F_{cj}\cos\Phi_j - F_{rj}\sin\Phi_j \quad (2.74)$$

$$F_{yj} = +F_{cj}\sin\Phi_j - F_{rj}\cos\Phi_j$$

Assumindo a contribuição de forças de corte de todos os dentes, o total de forças dinâmicas de fresamento atuando na ferramenta é descrito como (BUDAK, 1995),

$$F_x = \sum_{j=0}^{N-1} F_{xj} \quad ; \quad F_y = \sum_{j=0}^{N-1} F_{yj} \quad (2.75)$$

em que $\Phi_j = \Phi_p + j\Phi$, e o ângulo entre arestas é $\Phi_p = \frac{2\pi}{N}$. Substituindo-se a espessura do cavaco (2.72) e as forças por dente (2.73) em (2.74), e rearranjando na forma matricial, vem

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} a K_{cc} \begin{bmatrix} \alpha_{xx} & \alpha_{xy} \\ \alpha_{yx} & \alpha_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta_x \\ \Delta_y \end{Bmatrix} \quad (2.76)$$

Na qual os coeficientes de força de fresamento dinâmico direcionais variantes no tempo são dados por,

$$\alpha_{xx} = \sum_{j=0}^{N-1} -g_j [\sin 2\Phi_j + K_r (1 - \cos 2\Phi_j)]$$

$$\alpha_{xy} = \sum_{j=0}^{N-1} -g_j [(1 + \cos 2\Phi_j) + K_r \sin 2\Phi_j]$$

$$\alpha_{yx} = \sum_{j=0}^{N-1} g_j [(1 - \cos 2\Phi_j) - K_r \sin 2\Phi_j]$$

$$\alpha_{xy} = \sum_{j=0}^{N-1} g_j [\text{sen} 2\phi_j - K_r (1 + \cos 2\phi_j)]$$

Considerando que a posição angular dos parâmetros muda com o tempo e velocidade angular, a equação (2.76) pode ser expressa no domínio do tempo na forma matricial como (ALTINTAS, 2000),

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} a K_{cc} [A(t)] \{\Delta(t)\} \quad (2.77)$$

Como a ferramenta rotaciona, fatores direcionais variam com o tempo, o que diferencia o fresamento das demais operações como o torneamento onde a direção das forças é constante (BUDAK, 1995). Entretanto, como as forças de corte, $[A(t)]$ é periódica com a frequência de passagem dos dentes $\omega = N\Omega$ ou o período $T = \frac{2\pi}{\omega}$, podendo ser expandido através das séries de Fourier.

$$[A(t)] = \sum_{r=-\infty}^{\infty} [A_r] e^{ir\omega t} \quad (2.78)$$

$$[A_r] = \frac{1}{T} \int_0^T [A(t)] e^{-ir\omega t} dt$$

O número de harmônicos (r) da frequência de passagem dos dentes (ω) a ser considerado para uma reconstrução precisa de $[A(t)]$ depende das condições de imersão e do número de dentes em corte. Para uma aproximação mais simplificada, a componente de média da expansão das séries de Fourier a ser considerada é $r=0$ (ALTINTAS, 2000),

$$[A_0] = \frac{1}{T} \int_0^T [A(t)] dt \quad (2.79)$$

Desde que $[A_0]$ é válido somente entre os ângulos de entrada (Φ_e) e saída (Φ_s) da fresa, e com isso $g(\phi_j) = 1$, torna-se igual ao valor médio de $[A(t)]$ no ângulo entre arestas $\Phi_p = \frac{2\pi}{N}$.

$$[A_0] = \frac{1}{\phi_p} \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} [A(\Phi)] d\Phi = \frac{N}{2\pi} \begin{bmatrix} \alpha_{xx} & \alpha_{xy} \\ \alpha_{yx} & \alpha_{yy} \end{bmatrix} \quad (2.80)$$

Onde as funções integradas são dadas por,

$$\alpha_{xx} = \frac{1}{2} [\cos 2\Phi - 2K_{rc}\Phi + K_{rc}\sin 2\Phi]_{\Phi_e}^{\Phi_s}$$

$$\alpha_{xy} = \frac{1}{2} [-\sin 2\Phi - 2\Phi + K_{rc}\cos 2\Phi]_{\Phi_e}^{\Phi_s}$$

$$\alpha_{yx} = \frac{1}{2} [-\sin 2\Phi + 2\Phi + K_{rc}\cos 2\Phi]_{\Phi_e}^{\Phi_s}$$

$$\alpha_{yy} = \frac{1}{2} [-\cos 2\Phi - 2K_{rc}\Phi + K_{rc}\sin 2\Phi]_{\Phi_e}^{\Phi_s}$$

A expressão de fresamento dinâmico (2.77) é então reduzida para a seguinte,

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} a K_t [A_0] \{\Delta(t)\} \quad (2.81)$$

Na qual $[A_0]$ é invariante no tempo, porém, dependente do ângulo de imersão da fresa. Como a média da força de corte por dente é independente do ângulo de hélice da ferramenta, $[A_0]$ é válido também para fresas helicoidais (BUDAK, 1995).

2.4.4.2 Lóbulos de estabilidade dinâmica

Uma vez realizado o ensaio de impactação do conjunto ferramenta-fixação-máquina, o resultado produz um conjunto de FRFs. Estas podem ser definidas como

a matriz função de transferência ($[G(i\omega)]$) identificada na zona de contato peça-ferramenta (BUDAK, 1995),

$$[G(i\omega)] = \begin{bmatrix} G_{xx}(i\omega) & G_{xy}(i\omega) \\ G_{yx}(i\omega) & G_{yy}(i\omega) \end{bmatrix} \quad (2.82)$$

em que $G_{xx}(i\omega)$ e $G_{yy}(i\omega)$ são as funções de transferência diretas na direção de x e y, e $G_{xy}(i\omega)$ e $G_{yx}(i\omega)$ são as funções de transferência cruzadas (ALTINTAS, 2000). Os vetores de vibração no tempo atual (t) e na passagem do dente anterior (t-T) são definidos como,

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

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

$$\{r(i\omega_c)\} = [G(i\omega)]\{F\}e^{i\omega_c t} \quad (2.83)$$

$$\{r_0(i\omega_c)\} = e^{-i\omega_c T}\{r(i\omega_c)\}$$

E substituindo $\{\Delta\} = \{(x - x_0)(y - y_0)\}^T$ tem-se,

$$\{\Delta(i\omega_c)\} = \{r(i\omega_c)\} - \{r_0(i\omega_c)\}$$

$$= [1 - e^{-i\omega_c T}]e^{i\omega_c t}[G(i\omega)]\{F\}$$

Na qual $\omega_c T$ é o atraso de fase entre a vibração e o período de passagem dos dentes T (ALTINTAS, 2000). Substituindo $\{\Delta(i\omega_c)\}$ na equação de fresamento dinâmico (2.72) tem-se,

$$\{F\}e^{i\omega_c t} = \frac{1}{2}aK_{cc}[1 - e^{-i\omega_c T}][A_0][G(i\omega_c)]\{F\}e^{i\omega_c t}$$

A qual possui uma solução não-trivial se seu determinante for zero,

$$\det \left[[I] \frac{1}{2} aK_{CC} [1 - e^{-i\omega_c T}] [A_0] [G(i\omega_c)] \right] = 0$$

Que é a equação característica do sistema de fresamento dinâmico em malha fechada (ALTINTAS, 2000). A notação é simplificada definindo a matriz da função de transferência orientada como,

$$[G_0(i\omega_c)] = \begin{bmatrix} \alpha_{xx}G_{xx}(i\omega_c) + \alpha_{xy}G_{yx}(i\omega_c) & \alpha_{xx}G_{xy}(i\omega_c) + \alpha_{xy}G_{yy}(i\omega_c) \\ \alpha_{yx}G_{xx}(i\omega_c) + \alpha_{yy}G_{yx}(i\omega_c) & \alpha_{yx}G_{xy}(i\omega_c) + \alpha_{yy}G_{yy}(i\omega_c) \end{bmatrix} \quad (2.84)$$

E o autovalor da equação característica como,

$$\Lambda = -\frac{N}{4\pi} aK_{CC} (1 - e^{-i\omega_c T}) \quad (2.85)$$

A equação característica torna-se,

$$\det[[I] + \Lambda[G_0(i\omega_c)]] = 0 \quad (2.86)$$

O autovalor da equação acima pode ser facilmente resolvido para uma dada frequência de vibração ω_c , fatores de corte estáticos (K_{CC}, K_{RC}) que podem ser armazenados como quantidade dependente do material para cada geometria da ferramenta, imersão radial (Φ_e, Φ_s) e função de transferência da estrutura (ALTINTAS, 2000). Se dois graus de liberdade ortogonais na direção do avanço (X) e normal (Y) são considerados, assume-se $G_{xy} = G_{yx} = 0$. Com isso, a equação característica torna-se,

$$a_0 \Lambda^2 + a_1 \Lambda + 1 = 0 \quad (2.87)$$

em que:

$$a_0 = G_{xx}(i\omega_c)G_{yy}(i\omega_c)(\alpha_{xx}\alpha_{yy} - \alpha_{xy}\alpha_{yx})$$

$$a_1 = \alpha_{xx}G_{xx}(i\omega_c) + \alpha_{yy}G_{yy}(i\omega_c)$$

Então, o autovalor Λ é obtido,

$$\Lambda = -\frac{1}{2a_0}(a_1 \mp \sqrt{a_1^2 - 4a_0}) \quad (2.88)$$

Enquanto o plano de corte for considerado (x,y), a equação característica permanece uma função quadrática simples independente do número de modos considerado na estrutura da máquina (ALTINTAS, 2000). Desde que as funções de transferência são complexas, os autovalores tem parte real e imaginária, $\Lambda = \Lambda_r + i\Lambda_I$. Substituindo os autovalores e $e^{-i\omega_c T} = \cos\omega_c T - i\sin\omega_c T$ na equação (2.76) fornece a profundidade axial de corte crítica na frequência de vibração ω_c ,

$$a_{lim} = -\frac{2\pi}{NK_t} \left[\frac{\Lambda_r(1-\cos\omega_c T) + \Lambda_I \sin\omega_c T}{(1-\cos\omega_c T)} + i \frac{\Lambda_I(1-\cos\omega_c T) + \Lambda_r \sin\omega_c T}{(1-\cos\omega_c T)} \right] \quad (2.89)$$

Como a_{lim} é um número real, a parte imaginária da equação (2.89) é desprezada (BUDAK, 1995),

$$\Lambda_I(1 - \cos\omega_c T) + \Lambda_r \sin\omega_c T = 0 \quad (2.90)$$

Substituindo,

$$k = \frac{\Lambda_I}{\Lambda_r} = \frac{\sin\omega_c T}{1 - \cos\omega_c T} \quad (2.91)$$

Na parte real da equação (2.89), a expressão final para a profundidade axial de corte sem vibração é definida como,

$$a_{lim} = -\frac{2\pi}{NK_{cc}}(1 + k^2) \quad (2.92)$$

Conseqüentemente, dada uma freqüência (ω_c), o limite de vibração em termos de profundidade de corte axial pode ser determinado utilizando a equação (2.92), a qual possui forma similar com o modelo de estabilidade ortogonal proposto por Tlusty, J (1967). As velocidades de rotação do eixo-árvore correspondentes são encontradas também de maneira trivial. Da equação (2.91), a distância angular percorrida pelo dente da fresa devido à freqüência de vibração ω_c no período de passagem dos dentes T é descrita como (ALTINTAS, 2000),

$$\omega_c T = \cos^{-1} \frac{k^2 - 1}{k^2 + 1} = -\cos^{-1} 2\psi \quad (2.93)$$

Note que $k = \frac{\Lambda_I}{\Lambda_r} = \tan\psi$ e ψ é a diferença de fase do autovalor. Deste modo, se k é um número inteiro das ondas de vibração impressas na peça,

$$\omega_c T = \pi - 2\psi + 2k\pi = \epsilon + 2k\pi \quad (2.94)$$

em que $\psi = \tan^{-1}k$ e $\epsilon = \pi - 2\psi$ é a diferença de fase entre as modulações internas e externas (marcas de vibração atuais e anteriores). Nota-se que se a parte real do autovalor $\Lambda_r < 0$, então um adicional π precisa ser adicionado a ψ nos cálculos digitais. A velocidade do eixo-árvore $n(\text{rev/min})$ é calculada encontrando o período de passagem dos dentes $T(\text{s})$ (BUDAK, 1995).

$$T = \frac{1}{\omega_c} (\epsilon + 2k\pi) \rightarrow n = \frac{60}{NT} \quad (2.95)$$

Durante as últimas décadas várias pesquisas procuram de alguma forma facilitar a obtenção do diagrama de lóbulos. Há um método analítico-experimental proposto por Solis et.al.(2004), no qual os componentes real e imaginário da função de transferência são determinados utilizando parâmetros obtidos por uma análise modal experimental, o que permite aumentar a exatidão no cálculo do diagrama de

estabilidade em comparação com a utilização da função de transferência medida diretamente do conjunto ferramenta-fixação-máquina. Há também o modelo experimental apresentado por Soliman (1996), onde as características do sistema são obtidas com o eixo-árvore em movimento, utilizando um dinamômetro para medição das forças durante a usinagem com a variação da rotação em uma faixa pré-determinada, onde serão conhecidos os limites de estabilidade para o conjunto ferramenta-fixação-máquina. Neste modelo, um indicador estatístico da vibração é obtido com os componentes de força, e este indicador é posteriormente utilizado para a determinação dos limites de estabilidade. Este método possui a vantagem, em comparação com os demais métodos, de medir as características do sistema ferramenta-fixação-máquina de forma dinâmica, ou seja, com o eixo árvore em movimento, representando o sistema de forma mais precisa, considerando que estas características são alteradas devido ao movimento do eixo árvore.

Em outros casos, pode-se obter a resposta do sistema por meio de um método numérico para a solução das equações diferenciais que governam a dinâmica do sistema, como no modelo proposto por Zhongqun e Qiaung (2008). Isto permite a simulação da resposta do sistema no domínio do tempo, o que possibilita incluir na análise de estabilidade os efeitos causados pela não-linearidade do fenômeno *chatter*.

Existe ainda a possibilidade de obtenção do diagrama de estabilidade de forma experimental, utilizando um sistema de identificação dos limites de vibração por pressão sonora, como sugerido por Quintana et. al (2008), no qual um microfone é posicionado dentro da máquina ferramenta. Com auxílio de um aplicativo capaz de calcular a transformada de Fourier (FFT), identificam-se as frequências de vibração durante a usinagem e os limites de estabilidade pela observação da magnitude da

pressão sonora. Entretanto, este sistema ainda precisa ser automatizado, uma vez que a interrupção da usinagem utilizada para a obtenção dos limites de estabilidade é feita de forma manual após o indicativo do excesso de vibração com a medição da pressão sonora.

Outra forma de avaliar a estabilidade dinâmica é utilizando modelos de elementos finitos para a obtenção das funções resposta em frequência (FRF) necessárias ao cálculo do diagrama de lóbulos, como no modelo proposto por Ertürk (2006), o qual permite calcular a FRF do sistema máquina-fixação-ferramenta até quarenta e cinco vezes mais rápido que utilizando softwares de elementos finitos comerciais.

Um diagrama de estabilidade pode ser utilizado no chão de fábrica para possibilitar a maximização da produtividade, uma vez que permite que sejam selecionados os valores de rotação do eixo-árvore e a profundidade de corte limite para que a máquina trabalhe com corte na região estável do diagrama.

2.4.5 Interpretação dos Lóbulos de Estabilidade Dinâmica

Com os conceitos acima descritos aplicados a um determinado processo é possível traçar um diagrama de lóbulos de estabilidade, o qual possui em sua horizontal os valores de rotação e em sua vertical o limite para a profundidade de corte axial. A figura 2.18 mostra um exemplo deste diagrama.

Figura 2.18- Exemplo de diagrama de lóbulos de estabilidade dinâmica.

A interpretação do diagrama pode ser realizada da seguinte forma. Escolhe-se uma rotação do eixo-árvore no eixo horizontal, para os valores de profundidade de corte, no eixo vertical, que estiverem abaixo da linha limite, espera-se que o corte seja realizado sem vibrações. Para os valores de profundidade de corte que estiverem sobre a linha ou acima dela, espera-se que haja o aparecimento do fenômeno de *chatter*, ou seja, o corte será realizado de maneira instável.

Há ainda um limite para o qual o corte será estável em qualquer que seja a rotação do eixo-árvore, conhecido como profundidade crítica de corte, que no exemplo da figura 2.18 está em 4 mm.

Este diagrama sofre influência de mudanças causadas à FRF do sistema, uma vez que esta é uma das variáveis utilizadas para sua obtenção. Alterar a FRF do sistema significa mudar características dinâmicas do sistema, alterando seus parâmetros modais como massa, amortecimento e rigidez.

Neste trabalho objetiva-se utilizar o diagrama de lóbulos para comparar diferentes máquinas-ferramentas, o que se espera produzirá diferentes sistemas dinâmicos com diferentes parâmetros modais. Portanto, um modelo teórico para a verificação da influência de cada um dos três parâmetros modais ao diagrama de lóbulos faz-se necessário.

A Figura 2.19 mostra a magnitude da FRF do modelo teórico massa-mola-amortecedor do sistema ferramenta-fixação-máquina. Neste caso pode-se notar que a função possui apenas um grau de liberdade e conseqüentemente uma frequência de ressonância, que se encontra em aproximadamente 709 Hz, e que sua magnitude é de $4,48 \cdot 10^{-7} \mu\text{m}/\text{N}$. Utilizando esta função é possível então determinar um diagrama de lóbulos teórico, representado pela Figura 2.20, no qual pode-se notar que a profundidade crítica de corte está em 4,3 mm e que um dos vales do diagrama está na rotação de 1574 RPM.

Figura 2.19- Magnitude da FRF do modelo teórico do sistema.

Figura 2.20- Diagrama de Lóbulos do modelo teórico do sistema.

Para compreender os efeitos de cada parâmetro ao sistema propõe-se alterar um de cada vez, aumentando seu valor absoluto em 10 por cento. A Figura 2.21 mostra a FRF do sistema com acréscimo de 10 por cento em sua massa, permanecendo os demais inalterados.

Figura 2.21- Magnitude da FRF do modelo teórico do sistema com acréscimo de 10% de massa.

A frequência de ressonância foi reduzida de 709 Hz para 676 Hz e a magnitude aumentou de $4,48.e-7$ para $4,70.e-7 \mu\text{m} / \text{N}$, o que tende a tornar o sistema dinamicamente menos estável. A Figura 2.22 mostra o diagrama de lóbulos

para o sistema com acréscimo de 10 por cento de massa. É possível notar que a profundidade crítica de corte reduziu-se de 4,3 para 4,1mm, resultado do acréscimo na magnitude e que o vale antes em 1574 está agora em 1503 RPM por causa da redução no valor da frequência de ressonância.

Figura 2.22- Diagrama de Lóbulos do modelo teórico do sistema com acréscimo de 10% de massa.

Aumentando o amortecimento do sistema em 10 por cento pode-se verificar que a frequência de ressonância que era de 709 Hz permanece inalterada e a magnitude que era $4,48 \cdot 10^{-7}$ passa a $4,07 \mu\text{m} / \text{N}$, como mostra a Figura 2.23.

Figura 2.23- Magnitude da FRF do modelo teórico do sistema com acréscimo de 10% de amortecimento.

O diagrama de lóbulos deste cenário mostra que a profundidade crítica de corte passa de 4,3 para 4,7 mm com a diminuição da magnitude, e que o vale que estava em 1574 RPM permanece sem alteração significativa, como ilustra a Figura 2.24.

Figura 2.24- Diagrama de Lóbulos do modelo teórico do sistema com acréscimo de 10% no amortecimento.

O aumento em 10 por cento do terceiro e último parâmetro, a rigidez, mostrou que a frequência de ressonância foi aumentada de 709 para 744 Hz e que a magnitude que era $4,48 \cdot 10^{-7}$ reduziu-se para $4,27 \cdot 10^{-7} \mu\text{m/N}$, como ilustra a Figura 2.25.

Figura 2.25- Magnitude da FRF do modelo teórico do sistema com acréscimo de 10% de rigidez.

O efeito causado pelo acréscimo da rigidez no diagrama de lóbulos do sistema teórico é mostrado pela Figura 2.26. Neste, é possível observar que a profundidade crítica de corte aumentou de 4,3 para 4,5 mm e que o vale do diagrama de lóbulos passou de 1574 para 1642 RPM.

Figura 2.26- Diagrama de Lóbulos do modelo teórico do sistema com acréscimo de 10% na rigidez.

Analisando os resultados em termos percentuais, pode-se verificar que o aumento de 10% na massa do sistema, reduz a frequência natural em 5% e aumenta a receptância em 5%, com isso reduz-se também a profundidade crítica de corte em 5%. Quando é aumentada a rigidez do sistema ocorre um aumento da frequência natural em 5% e redução da receptância em 5%, o que gera aumento da profundidade crítica em 5%. Finalmente aumentando o amortecimento em 10% observa-se que a frequência natural e conseqüentemente os picos e vales do diagrama de lóbulos permanecem inalterado, e mais importante que a receptância é reduzida em 10% aumentando a profundidade crítica em 10%. Por isto, conclui-se que o amortecimento é o parâmetro com maior influência no comportamento dinâmico do sistema e, por conseguinte no diagrama de lóbulos de estabilidade.

2.4.6 Método proposto para a comparação do desempenho dinâmico de máquinas-ferramentas

Neste trabalho propõe-se um método de comparação entre máquinas-ferramentas, especificamente centros de usinagem utilizando o diagrama de lóbulos de estabilidade proposto por ALTINTAS e BUDAK (1995). Este método se consiste em basicamente três fases:

- Utilizando as ferramentas de corte e mandris de fixação definidos previamente, deve-se realizar o ensaio de impactação para cada ferramenta obtendo as FRFs do sistema ferramenta-fixação-máquina na direção do eixo X e do eixo Y da máquina-ferramenta. Os ensaios de impactação devem ser realizados para todas as máquinas sob investigação.
- Utilizando as FRFs calcula-se o diagrama de lóbulos de estabilidade para cada conjunto ferramenta-fixação-máquina aplicando as constantes de corte definidas a partir dos dados das ferramentas e do material a ser usinado.
- Plotando os diagramas de uma mesma ferramenta para todas as máquinas sob análise é possível comparar os limites de profundidade de corte para um processo estável, ou seja, sem a existência do fenômeno *chatter*, considerando os limites de estabilidade determinados pela profundidade crítica de corte, que representa o limite sem vibrações para qualquer rotação e pela profundidade de corte limite ao longo das rotações disponíveis, ou seja, o limite de profundidade em uma rotação específica, como mostra o exemplo da Figura 2.27;

Figura 2.27- Profundidade Crítica de Corte e Profundidade Limite.

3 TRABALHO EXPERIMENTAL

Os ensaios experimentais foram realizados no Laboratório de Máquinas-Ferramenta das Indústrias Romi S.A. e no Laboratório de Otimização de Processos de Fabricação – OPF, no Núcleo de Manufatura Avançada – NUMA, da Escola de Engenharia de São Carlos – USP.

O trabalho experimental pode ser dividido em seis etapas:

3.1 Determinação das constantes de pressão específica de corte

Para determinar as pressões específicas de corte é necessária a usinagem em corte ortogonal de um corpo de prova utilizando-se de uma ferramenta com ângulos de saída conhecidos e a medição das forças utilizando-se um dinamômetro.

A Figura 3.1 ilustra a montagem utilizada para o ensaio.

Figura 3.1 – Posicionamento do dinamômetro para o ensaio de obtenção das Forças de Usinagem.

O material escolhido para os ensaio foi o aço ABNT1045 e o dinamômetro utilizado foi um KISTLER modelo 9257BA, com medição de força nos três eixos. Durante o ensaio foram medidas as componentes de força nas direções dos eixos X, Y e Z da máquina, alinhadas com as mesmas no dinamômetro, o que possibilita

determinar a força de corte (F_c) e a força de avanço (F_f). Realizou-se este processo para vários valores de velocidade de avanço.

Aplicando as forças de corte e de avanço e os ângulos da ferramenta a ser utilizada na determinação do diagrama de estabilidade, neste caso, duas fresas de topo inteiriça de metal duro, com 16mm de diâmetro, uma delas com duas e a outra com seis arestas de corte, ambas do fabricante SANDVIK modelo R216.32-16030-AC26N1020 e R215.36-16050-AC32L1620 respectivamente (Figura 3.2). Utilizando as equações 2.15 e 2.16 determinaram-se os valores das constantes K_{tc} e K_{rc} para várias velocidades de avanço da fresa.

Figura 3.2 – Ferramentas de corte utilizadas nos ensaios.

3.2 Determinação da Função Resposta em Frequência (FRF)

Para determinar as FRF's necessárias para o cálculo do diagrama de estabilidade para as máquinas sob teste, foram realizados ensaios de impacto com as ferramentas escolhidas montadas nas máquinas nas direções dos eixos X e Y, para cada uma delas. Para o ensaio, utilizou-se um martelo com transdutor de força PCB modelo 086C03, com sensibilidade de 2,25mV/N e ponteira metálica, um acelerômetro do fabricante PCB, com sensibilidade de 10mV/G e um módulo de

aquisição de dados National Instruments NI9233. Os dados foram adquiridos e tratados usando-se um aplicativo desenvolvido com a plataforma LabVIEW 8.5, o que possibilita que as FRF's sejam mostradas em gráfico e arquivadas ao final do ensaio. Utilizou-se durante os ensaios janelamento Hanning, estimador de FRF H_1 (ω), cinco médias, taxa de aquisição de 50KHz e amostragem de 50 mil pontos. A Figura 3.3 mostra o sistema de aquisição de dados e a configuração de montagem para o ensaio de impacto.

(a) Sistema de Aquisição de dados

(b) Configuração Física

Figura 3.3 – Configuração do Banco de Ensaio Utilizado.

3.3 Cálculos do diagrama de lóbulos

Utilizando os valores de pressão específica de corte e as FRFs medidas em cada uma das máquinas sob teste calculou-se o diagrama de estabilidade dinâmica para o conjunto ferramenta-fixação em cada máquina sob teste, utilizando como valor de avanço $f_z=0,05\text{mm/dente}$. Utilizou-se para o ensaio, três máquinas com características construtivas parecidas, porém, com dimensões e rotações máximas distintas, ilustradas pela Figura 3.4, sendo elas:

- ROMI D600 – Rotação Máxima de 7500RPM, 600mm de curso no eixo X;

- ROMI D800 – Rotação Máxima de 12000RPM, 800mm de curso no eixo X;
- ROMI D1250 – Rotação Máxima de 12000RPM, 1250mm de curso no eixo X;

Figura 3.4 – Máquinas utilizadas no ensaio [ROMI web site. 2010].

3.4 Verificação dos efeitos da correia e orientação do eixo-árvore no diagrama de lóbulos

Antes de comparar os resultados decidiu-se por validar o método de impactação do sistema ferramenta-fixação-máquina e conseqüentemente o diagrama de lóbulos produzido por meio da utilização das FRFs obtidas na impactação. Para isso, verificou-se a necessidade de avaliar características do conjunto eixo-árvore de uma máquina-ferramenta que podem afetar o comportamento dinâmico do sistema ferramenta-fixação-máquina, como valores de tensionamento da correia dentada, responsável pela transmissão de movimento entre o motor e o eixo-árvore e ainda a influência da orientação do eixo-árvore durante a realização dos ensaios de impactação neste mesmo tipo de máquina.

Nesta etapa os ensaios experimentais estarão divididos em duas fases:

3.4.1 Ensaios para a verificação da influência do tensionamento da correia na estabilidade dinâmica do sistema ferramenta-fixação-máquina

As FRFs foram adquiridas para três valores distintos de força de tensionamento da correia:

- Correia solta, ou seja, toda a força utilizada para o tensionamento foi anulada.
- Tensionamento recomendado, utilizou-se a força recomendada pelo fabricante, neste caso aproximadamente 450 N.
- Alto tensionamento, este ensaio utilizou um valor de força de tensionamento acima do valor recomendado pelo fabricante, em cerca de 1800 N.

Em seguida obtiveram-se os diagramas de lóbulos para cada uma das configurações de tensionamento da correia de forma a compará-las entre si. Estes ensaios se realizaram na máquina ROMI D800 e considerou-se a aplicação da ferramenta de seis arestas de corte.

3.4.2 Ensaios para determinar os efeitos da orientação do eixo-árvore na estabilidade dinâmica do sistema ferramenta-fixação-máquina

Neste ensaio verificou-se o efeito da orientação do Eixo-Árvore durante a obtenção das FRFs do conjunto ferramenta-fixação-máquina, comparando os resultados dos ensaios de impactação e ainda calculando para os dois cenários os diagramas de lóbulos de estabilidade dinâmica.

Neste ensaio utilizou-se a ferramenta para fresamento de acabamento, com seis arestas de corte e a máquina Romi D1250.

3.5 Validação do Diagrama de Lóbulos por meio de ensaios de usinagem

Para a validação dos resultados realizaram-se ensaios de usinagem, visando determinar as fronteiras entre as operações com e sem vibrações, definindo desta forma qual a precisão dos diagramas de lóbulos para cada ferramenta, além de verificar a influência das situações, eixo-árvore livre ou orientado, mais se aproxima do real limite de estabilidade do processo selecionado. As usinagens foram realizadas em quatro corpos de prova para cada ferramenta (Figura 3.5a), nos quais se utilizou uma rotação distinta para cada um, procurando dividi-los entre picos e vales do diagrama de estabilidade.

Existem muitos critérios para estabelecer os limites de estabilidade, alguns dos quais usados por vários pesquisadores, como qualidade superficial, pressão sonora, forças de corte, etc. (GAGNOL, 2007; QUINTANA, 2008; YOON, 2005; TOH, 2004). Nenhum deles é aceito de forma generalizada entre os especialistas e cada um deles pode ser mais adequado em situações particulares. Em operações de acabamento, por exemplo, a rugosidade pode ser o parâmetro mais importante a estabelecer um limite de vibração aceitável. Em contrapartida, em operações de desbaste um limite de rugosidade maior pode ser aceitável, contanto que não coloque em risco a integridade da máquina e da ferramenta de corte. A pressão sonora poderia ser um indicador em ambos os casos, entretanto, esta variável é dependente do ambiente e do posicionamento do microfone. Adotou-se então a rugosidade medida em conjunto com valores de vibração medidos no eixo-árvore da máquina na direção do eixo X e Y, como mostra a Figura 3.5b.

a) Corpo de prova.

b) Configuração dos Acelerômetros.

Figura 3.5 – Configuração dos ensaios de usinagem.

O nível de vibração máximo adotado foi $0,1 \text{ m/s}^2$ na frequência com menor rigidez dinâmica, ou seja, a que apresenta o maior valor de receptância. Este valor está de acordo com uma rugosidade limite em torno de $0,4 \text{ } \mu\text{m Ra}$, admitido como bom para operações de acabamento e $1 \text{ } \mu\text{m Ra}$ para as operações de desbaste, medidos por meio de um perfilômetro (Figura 3.6).

Figura 3.6 – Configuração da medição de rugosidade.

Adicionalmente, observou-se ainda a qualidade superficial dos corpos de prova ensaiados com fotos microscópicas (Figura 3.7) a fim de identificar marcas produzidas pela vibração durante o processo. Os ensaios de usinagem foram realizados na máquina ROMI D1250 para ambas as ferramentas.

Figura 3.7 – Microscópio utilizado para obter as fotografias.

3.6 Comparação entre os Diagramas de Lóbulos em cada máquina sob investigação

Após a validação do método de impactação e do diagrama de lóbulos de estabilidade comparou-se os resultados dos diagramas de cada uma das máquinas sob investigação verificando os limites de estabilidade por meio da profundidade crítica de corte, a qual representa o menor limite de estabilidade ao longo de todas as rotações disponíveis. Deste modo é possível avaliar se ocorrem variações consideráveis entre as máquinas estudadas e conseqüentemente qual delas possui o maior limite de estabilidade, o que caracteriza melhor desempenho na absorção de vibrações.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Determinação das constantes de pressão específica de corte

A Tabela 1 mostra os valores de força de corte (F_c) e Força de Avanço (F_f), medidos pelo dinamômetro durante a usinagem ortogonal, em função dos avanços utilizados no ensaio, além dos valores das constantes de pressão específica de corte K_{tc} e K_{rc} , obtidos como descrito na seção 3.1, para a ferramenta com seis arestas de corte.

Tabela 1 – Ensaio de Usinagem Ortogonal para Fresa com Z=6.

Veloc. Avanço h [mm/rev]	Força de Corte F_c [N]	Força de Avanço F_f [N]	K_{tc} [N/mm ²]	K_{rc} [N/mm ²]
0.05	110.29	80,14	1.692,32	585,52
0.1	298.29	234.14	2.097,85	771,85
0.15	459.29	361.14	2.258,57	832,10
0.2	603.29	475.14	2.154,24	794,67
0.25	735.29	580.14	2.065,36	762,94
0.3	871.29	678.14	2.023,72	739,68
0.35	993.29	771.14	1.992,47	726,82

De forma análoga à ferramenta com seis arestas, utilizou-se o resultado dos ensaios de usinagem ortogonal para a obtenção das constantes de corte para a ferramenta com duas arestas de corte, como mostrado na Tabela 2.

Tabela 2 – Ensaio de Usinagem Ortogonal para Fresa com Z=2.

Veloc. Avanço h [mm/rev]	Força de Corte F_c [N]	Força de Avanço F_f [N]	K_{tc} [N/mm ²]	K_{rc} [N/mm ²]
0.05	110.29	80,14	1.373,77	529,50
0.1	298.29	234.14	1.728,08	727,35
0.15	459.29	361.14	1.842,57	777,04
0.2	603.29	475.14	1.768,89	747,31
0.25	735.29	580.14	1.701,57	720,30
0.3	871.29	678.14	1.670,53	696,52
0.35	993.29	771.14	1.642,40	682,85

4.2 Ensaios para a verificação da influência do tensionamento da correia na estabilidade dinâmica do sistema ferramenta-fixação-máquina

Os ensaios de impactação na direção do eixo X, representados pela FRF da figura 4.1 mostraram a tendência de aumento das frequências de ressonância com o aumento da força de tensionamento da correia, principalmente nos dois primeiros modos de vibração da estrutura, sendo o primeiro por volta de 1000 Hz e o segundo em 2000 Hz, o que significa em termos práticos que diferentes valores de tensão da correia proporcionam alterações da rigidez do sistema ferramenta-fixação-máquina. O terceiro modo em aproximadamente 3100 Hz permaneceu praticamente sem alterações com a correia solta e com a aplicação da tensão de 450 N, tendo uma diminuição com a aplicação dos 1800 N de força de tensionamento.

Outra análise importante ainda com relação à FRF da figura 4.1, é a variação da receptância entre as condições ensaiadas. O cenário com a aplicação da força de tensionamento recomendado pelo fabricante foi o que mostrou a menor receptância nos três principais modos de vibração, o que caracteriza esta condição como a mais estável. Os demais cenários mostraram menor variação entre si, alternando modos em que a condição de correia solta foi melhor, caso do primeiro modo, com outras em que a condição com força de tensionamento de 1800 N foi melhor, como nos casos do segundo e terceiro modos de vibração.

Figura 4.1 – FRF para o eixo X com variação da força de tensionamento.

As FRFs resultantes da impactação na direção do eixo Y, ilustradas pela Figura 4.2, mostraram uma menor variação das freqüências dos modos de vibração em relação aos resultados na direção do eixo X. Entretanto, o primeiro modo de vibração da estrutura no sentido do eixo Y, conseqüentemente o mesmo sentido da aplicação da força de tensionamento da correia, mostrou uma tendência de diminuição da receptância do conjunto com o aumento da força de tensionamento, o que está relacionado com a alteração dos coeficientes de amortecimento, uma vez que se alteram os valores de receptância sem que a freqüência seja afetada .

Figura 4.2 – FRF para o eixo Y com variação da força de tensionamento.

O diagrama de lóbulos de estabilidade dinâmica, mostrado pela figura 4.3, permite observar que para todas as condições de análise do tensionamento da correia, a profundidade de corte crítica, ou seja, o menor valor de limite de estabilidade ao longo do eixo das rotações, não sofreu grandes alterações com a variação da força. Em todos os cenários a profundidade de corte crítica manteve-se por volta de 0,75mm. Entretanto, analisando a profundidade de corte limite, ou seja, em uma rotação específica, pode-se verificar que dependendo da rotação escolhida tem-se uma melhor condição de tensionamento da correia. Isto mostra uma forte influência do tensionamento da correia em pontos específicos do diagrama de lóbulos de estabilidade dinâmica, provocada pela alteração de parâmetros modais do sistema ferramenta-fixação-máquina como rigidez e coeficientes de amortecimento.

Figura 4.3 – Diagrama de lóbulos de estabilidade com variação da força de tensionamento.

4.3 Ensaio para determinar os efeitos da orientação do eixo- árvore na estabilidade dinâmica do sistema ferramenta-fixação- máquina

A comparação entre as FRFs resultantes dos ensaios de impactação com eixo-árvore livre e orientado mostraram que ocorrem variações das frequências dos modos de vibração na direção do eixo X e na direção do eixo Y, como pode ser observado nas figuras 4.4 e 4.5. Estas variações são mais acentuadas na direção do eixo X, na qual a primeira ressonância passa de cerca de 500 Hz com spindle livre para valores próximos a 900 Hz com a orientação do spindle. No eixo Y, esta variação é menor, porém ainda mostra valores consideráveis, passando de 700 Hz para em torno de 850 Hz.

Os valores de receptância mostraram-se muito próximos para ambas as condições de ensaio na direção do eixo X. Entretanto, na direção do eixo Y o

primeiro modo de vibração apresentou uma diferença considerável entre a condição de spindle livre e orientado passando de $0,4 \mu\text{m/N}$ com spindle livre para $0,73 \mu\text{m/N}$ com spindle orientado, o que reduz sensivelmente a capacidade de absorver vibrações do sistema.

Figura 4.4 – FRF no eixo X com spindle livre e orientado.

Figura 4.5 – FRF no eixo Y com spindle livre e orientado.

Os resultados das FRFs podem ser comprovados analisando o diagrama de lóbulos de estabilidade da figura 4.6. A profundidade crítica de corte que na condição com eixo-árvore livre atingia 1,6 mm foi reduzida para aproximadamente 0,5 mm com a utilização da orientação do spindle. Além disso, com a alteração das frequências de ressonância os lóbulos sofrem grandes alterações no eixo das rotações, o que caracteriza duas condições completamente distintas no que tange a estabilidade do sistema.

Figura 4.6 – Diagrama de lóbulos de estabilidade com Eixo Árvore livre e orientado para fresa de seis arestas.

4.4 Validação do Diagrama de Lóbulos por meio de ensaios de usinagem

4.4.1 Ferramenta com seis arestas de corte

Para esta ferramenta de corte além da validação do diagrama de lóbulos os ensaios de usinagem objetivaram definir qual melhor metodologia, com a aplicação

da orientação do eixo-árvore ou com eixo-árvore livre, produz o diagrama de lóbulos mais preciso.

Para isso, selecionaram-se quatro rotações a serem ensaiadas, sendo 1919, 2138, 2500 e 2826 RPM.

Na rotação de 1919 RPM quatro profundidades de corte distintas foram usinadas, sendo a primeira delas em 0,4 mm. Neste caso, o valor medido de rugosidade foi 0,2 $\mu\text{m Ra}$ e não se observou vibrações na frequência de menor rigidez dinâmica, neste caso 850 Hz, acima dos limites de aceitação, ficando em torno de 0,01 m/s^2 . Além disso, a fotografia comprova a inexistência de marcas de vibração da ferramenta (figura 4.7).

Figura 4.7 – Usinagem com 1919 RPM e 0,4 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

A segunda profundidade de corte selecionada foi de 0,6 mm de profundidade, na qual se observa uma leve vibração na frequência de 850 Hz, na ordem de 0,06 m/s^2 . Apesar de ainda não ultrapassar o limite adotado no nível de vibração, para a rugosidade o valor encontrado foi de 0,38 $\mu\text{m Ra}$ e a fotografia mostra leves sinais de marcas de vibração, como pode ser comprovado pela figura 4.8.

Figura 4.8 – Usinagem com 1919 RPM e 0,6 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

A profundidade de 0,75 mm ainda na rotação de 1919 RPM mostrou níveis de vibração da ordem de 0,13 m/s² e rugosidade de 0,77 μm Ra, com marcas de vibração ainda mais declaradas, o que pode ser visto pela fotografia da figura 4.9.

Figura 4.9 – Usinagem com 1919 RPM e 0,75 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

A última profundidade de corte ensaiada com 1919 RPM foi a de 1 mm. Neste caso, a vibração no eixo-árvore mostrou níveis de aproximadamente $0,14 \text{ m/s}^2$ e a sua rugosidade medida ficou em torno de $0,6 \text{ } \mu\text{m Ra}$. Neste caso, a fotografia também comprova o aparecimento das marcas de vibração.

Figura 4.10 – Usinagem com 1919 RPM e 1 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

A próxima rotação selecionada para esta ferramenta foi de 2138 RPM, na qual a menor profundidade escolhida de acordo com o diagrama de lóbulos foi de 1mm. Com esta profundidade os limites de vibração ficaram em torno de $0,75 \text{ m/s}^2$ e a rugosidade em $0,27 \text{ } \mu\text{m Ra}$. Estes valores são inferiores aos limites apesar da fotografia apontar leves sinais de marcas de vibração durante a usinagem (figura 4.11).

Figura 4.11 – Usinagem com 2138 RPM e 1 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

A próxima profundidade selecionada nesta rotação foi de 1,5mm e os níveis de vibração encontrados foram de aproximadamente 0,06 m/s² na frequência de 850 Hz. A rugosidade medida neste ensaio foi de 0,4 μm Ra. A figura 4.12 mostra a foto com algumas leves marcas de vibração apesar dos valores abaixo do limite adotado.

Figura 4.12 – Usinagem com 2138 RPM e 1,5 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

A terceira profundidade de corte a ser usinada com 2138 RPM foi de 2 mm. Nesta, os níveis de vibração do eixo-árvore estiveram em torno de $0,05 \text{ m/s}^2$ e a sua rugosidade em $0,38 \text{ } \mu\text{m Ra}$. A figura 4.13 ilustra a usinagem com marcas provavelmente provocadas pelo avanço da fresa, visto os baixos níveis de vibração apresentados.

Figura 4.13 – Usinagem com 2138 RPM e 2 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

Finalizando as usinagens com 2138 RPM usinou-se com a profundidade de 2,5mm, na qual os níveis de vibração apresentaram-se em torno de $0,1 \text{ m/s}^2$ e a rugosidade em $0,45 \text{ } \mu\text{m Ra}$. A figura 4.14 comprova a vibração com as marcas deixadas durante a usinagem.

Figura 4.14 – Usinagem com 2138 RPM e 2,5 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

Outra rotação ensaiada foi 2500 RPM. Para este ensaio, a primeira profundidade de corte escolhida foi 0,4 mm. Os níveis de vibração na frequência de 850 Hz foram da ordem de 0,05 m/s² e a rugosidade foi de 0,34 μm Ra. A figura 4.15 comprova o acabamento sem marcas de vibração.

Figura 4.15 – Usinagem com 2500 RPM e 0,4 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

A profundidade de corte seguinte nesta rotação foi de 0,6 mm. Neste caso, a vibração foi de aproximadamente $0,1 \text{ m/s}^2$ na frequência de 850 Hz e a rugosidade de $0,4 \mu\text{m Ra}$. Os níveis de vibração e rugosidade atingiram os limites aceitáveis apesar do aspecto visual com poucas marcas (figura 4.16).

Figura 4.16 – Usinagem com 2500 RPM e 0,6 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

A terceira e última profundidade de corte escolhida para esta rotação foi de 1mm. Neste caso, os valores máximos de vibração atingiram aproximadamente $1,2 \text{ m/s}^2$ e a rugosidade ficou em $0,68 \mu\text{m Ra}$. As marcas de vibração deixadas pela ferramenta neste ensaio estão mostradas na figura 4.17.

Figura 4.17 – Usinagem com 2500 RPM e 1 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

A última rotação adotada para o ensaio com a ferramenta de seis arestas de corte foi a rotação de 2826 RPM. Neste caso a primeira profundidade de corte considerada foi 3 mm. Os níveis de vibração máximos para este ensaio estiveram em torno de 0,11 m/s² e a rugosidade em 0,62 μ m Ra. A foto com as marcas de vibração da figura 4.18 comprovam os resultados anteriores.

Figura 4.18 – Usinagem com 2826 RPM e 3 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

A próxima profundidade de corte selecionada para o ensaio foi 3,5mm. Contudo, devido aos níveis excessivos de vibração, da ordem de 0,8 m/s² (figura 4.19), a ferramenta de corte se quebrou, impossibilitando que a operação de fresamento fosse concluída, mas ainda assim pode-se concluir que os limites de vibração foram ultrapassados.

Figura 4.19 – Usinagem com 2826 RPM e 3 mm de profundidade de corte com fresa de seis arestas.

Após as usinagens pode-se concluir qual dos métodos de impactação, com ou sem a aplicação da orientação do eixo-árvore, melhor representa a condição real de estabilidade do sistema ferramenta-fixação-máquina. Adicionando-se os resultados dos pontos ensaiados com usinagem no diagrama de lóbulos da Figura 4.6 é possível verificar a eficácia do método. A Figura 4.20 permite concluir que a condição com aplicação da orientação é indispensável para a eficácia do cálculo do diagrama de lóbulos e que de acordo com os limites de vibração adotados os pontos usinados ficaram de acordo com o diagrama de lóbulos calculado previamente.

Figura 4.20 – Diagrama de lóbulos com resultados da usinagem para fresa com seis arestas de corte.

Isto se deve ao fato de que quando aplicada a orientação do eixo-árvore, por meio do código M19 via programa de usinagem, o motor é alimentado com uma corrente elétrica necessária para o controle da posição angular do eixo-árvore, previamente definida por uma marca no encoder de posição do eixo. Neste caso a corrente elétrica exerce uma força de travamento ao eixo-árvore por meio da correia tensionada. Este comportamento está muito próximo da condição de controle encontrada quando se aplica rotação ao eixo-árvore para execução de operações de usinagem, uma vez que a rotação selecionada é controlada também por meio de corrente elétrica aplicada ao motor. A única diferença é que quando utilizado a orientação a realimentação é feita pela posição angular do eixo-árvore e quando em rotação apenas pela velocidade. A Figura 4.21 mostra um esquema da malha de controle de um eixo-árvore para máquinas-ferramentas CNC.

Figura 4.21 – Malha de controle de um eixo-árvore (SIEMENS, 2010).

Desta forma, conclui-se que é possível admitir que a condição mais realista para adquirir as FRFs para construção do diagrama de lóbulos seja aquela na qual se aplica a orientação do eixo-árvore.

4.4.2 Ferramenta com duas arestas de corte

De forma análoga aos ensaios com a ferramenta de seis arestas, considerada ideal a operações de acabamento, realizaram-se ensaios de usinagem também para a validação do diagrama de lóbulos (figura 4.22) para a ferramenta de corte com duas arestas, selecionada para operações de desbaste.

Figura 4.22 – Diagrama de lóbulos de estabilidade para fresa de duas arestas.

O ensaio de impactação para esta ferramenta foi realizado utilizando a orientação do eixo-árvore e as suas FRFs representadas pela figura 4.23 mostram que a frequência de menor rigidez dinâmica e que portanto deveria ser monitorada durante os ensaios de usinagem ficou em torno de 850 Hz tanto na direção do eixo X como na direção do eixo Y.

Figura 4.23 – FRFs nas direções dos eixos X e Y para ferramenta de duas arestas de corte.

Os ensaios de usinagem foram realizados em quatro corpos de prova. Em cada um deles utilizou-se uma rotação do eixo árvore diferente, de forma a validar duas rotações próximas à profundidade crítica de corte e duas dentro de dois lóbulos distintos. As rotações selecionadas foram então 2711, 2853, 3027 e 3210 RPM.

A rotação de 2711 RPM teve como profundidade de corte inicialmente o valor de 1,5 mm. Neste ensaio a vibração no eixo-árvore medida pelos acelerômetros foi de aproximadamente $0,04\text{m/s}^2$ e a rugosidade superficial de $0,65\text{ }\mu\text{m Ra}$. A figura 4.24 comprova a ausência de vibrações com a superfície sem marcas.

Figura 4.24 – Usinagem com 2711 RPM e 1,5 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

A próxima profundidade de corte ensaiada com a rotação de 2711 foi de 1,8 mm. A vibração agora atingiu valores de aproximadamente 0,17m/s², acima do limite adotado. Entretanto, a rugosidade medida ficou em 0,94 μm Ra e a fotografia da figura 4.25 mostra que ainda não existem marcas de vibração.

Figura 4.25 – Usinagem com 2711 RPM e 1,8 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

Com 1,9 mm de profundidade de corte, ainda em 2711 RPM a vibração notada foi de aproximadamente $0,23 \text{ m/s}^2$ e a rugosidade foi de $1,2 \text{ } \mu\text{m Ra}$. A figura 4.26 mostra a fotografia com marcas de vibração, o que confirma o aparecimento do fenômeno *chatter*.

Figura 4.26 – Usinagem com 2711 RPM e 1,9 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

A última profundidade para a rotação de 2711 RPM foi de 2 mm. A figura 4.27 mostra que a aceleração ficou em aproximadamente $0,72 \text{ m/s}^2$ e a fotografia exhibe fortes marcas de vibração. Além disso, a rugosidade medida foi de $1,34 \text{ } \mu\text{m Ra}$.

Figura 4.27 – Usinagem com 2711 RPM e 2 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

Na rotação de 2853 RPM a profundidade de corte mínima foi de 2,5 mm. A vibração nesta condição foi de aproximadamente 0,11 m/s². A rugosidade medida ficou em torno de 0,98 $\mu\text{m Ra}$. Apesar de estar próximo dos limites de vibração e rugosidade adotados a fotografia (figura 4.28) mostra um acabamento sem marcas de vibrações.

Figura 4.28 – Usinagem com 2853 RPM e 2,5 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

A próxima profundidade de corte usinada com 2853 RPM foi de 2,8 mm. Neste caso a vibração na frequência de 850 Hz ficou com amplitude de aproximadamente 0,09 m/s². A rugosidade em 1,05 µm Ra e a fotografia da figura 4.29 mostra que não houve marcas de vibração deixadas pela usinagem.

Figura 4.29 – Usinagem com 2853 RPM e 2,8 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

Com 3 mm de profundidade, ainda em 2853 RPM pode-se notar que os níveis de vibração aceitáveis foram ultrapassados. Os acelerômetros mediram cerca de 0,8 m/s², a rugosidade foi de 2,09 µm Ra e a fotografia da figura 4.30 com notáveis marcas de vibração da ferramenta comprovam que os limites foram excedidos.

Figura 4.30 – Usinagem com 2853 RPM e 3 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

A última profundidade de corte selecionada para a rotação de 2853 RPM foi de 3,5mm e a exemplo do que ocorreu com 3mm a vibração também excedeu os limites adotados. Os acelerômetros mediram neste ensaio cerca de 1,55 m/s², a fotografia com marcas de vibração da figura 4.31 e a rugosidade em 1,72 μm Ra comprovaram o excesso de vibração neste ensaio.

Figura 4.31 – Usinagem com 2853 RPM e 3,5 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

A próxima rotação selecionada foi de 3027 RPM, na qual a menor profundidade de usinagem selecionada foi de 1,5 mm. A figura 4.32 mostra que os acelerômetros mediram cerca de 0,09 m/s² e a fotografia está ausente de marcas de vibração, o que pode ser confirmado pela rugosidade em 0,88 µm Ra.

Figura 4.32 – Usinagem com 3027 RPM e 1,5 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

A profundidade de corte seguinte para a rotação de 3027 RPM foi de 1,8 mm. Os acelerômetros mediram níveis de vibração de até 0,4 m/s² e a fotografia da figura 4.33 mostra marcas de vibração comprovadas pela rugosidade de 1,44 µm Ra.

Figura 4.33 – Usinagem com 3027 RPM e 1,8 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

Com 1,9 mm de profundidade o cenário foi bem próximo ao anterior, com vibrações no eixo-árvore da ordem de 0,65 m/s² na frequência de 850 Hz. A fotografia da figura 4.34 mostra marcas de vibração mais declaradas e a rugosidade medida foi de 1,67 $\mu\text{m Ra}$.

Figura 4.34 – Usinagem com 3027 RPM e 1,9 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

A última profundidade selecionada para a rotação de 3027 RPM foi de 2 mm. Neste caso também houve níveis de vibrações excessivos, sendo nos acelerômetros

aproximadamente $0,85 \text{ m/s}^2$, rugosidade de $1,58 \text{ } \mu\text{m Ra}$ e marcas de vibração (figura 4.35) ainda mais declaradas que nas usinagens anteriores nesta mesma rotação.

Figura 4.35 – Usinagem com 3027 RPM e 2 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

A quarta e última rotação selecionada foi de 3210 RPM. Iniciaram-se os ensaios com 2,8 mm de profundidade de corte. Neste caso a vibração nos acelerômetros atingiu valores de aproximadamente $0,6 \text{ m/s}^2$, portanto acima dos limites adotados de vibração. Contudo, a rugosidade medida de $0,92 \text{ } \mu\text{m Ra}$ e a fotografia da figura 4.36 mostram que não houve marcas de vibração no acabamento da peça usinada.

Figura 4.36 – Usinagem com 3210 RPM e 2,8 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

A profundidade seguinte foi de 3 mm e os resultados foram muito próximos. A vibração medida pelos acelerômetros também ultrapassou o limite de 0,1 m/s², ficando em aproximadamente 0,78 m/s², mas a rugosidade medida em 1,05 µm Ra e a fotografia (figura 4.37) sem qualquer marca de vibração mostram que o processo permaneceu estável.

Figura 4.37 – Usinagem com 3210 RPM e 3 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

A próxima profundidade selecionada foi de 3,5 mm e apresentou o mesmo comportamento, ou seja, níveis de vibração na ordem de $1,4 \text{ m/s}^2$, mais de dez vezes o valor adotado como limite, porém rugosidade abaixo dos limites em $0,74 \text{ }\mu\text{m Ra}$ e a fotografia da figura 4.38 sem nenhuma marca de vibração no acabamento, que caracteriza ainda um processo estável.

Figura 4.38 – Usinagem com 3210 RPM e 3,5 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

Finalmente a última profundidade de corte selecionada, ainda em 3210 RPM foi de 4 mm. Neste, a vibração nos acelerômetros atingiu níveis de $1,2 \text{ m/s}^2$ e tanto a rugosidade medida em $1,56 \text{ }\mu\text{m Ra}$ quanto à fotografia da figura 4.39 comprovam as marcas de vibração impressas pela ferramenta, caracterizando o processo instável.

Figura 4.39 – Usinagem com 3210 RPM e 4 mm de profundidade de corte com fresa de duas arestas.

Adicionando os pontos que representam as rotações e profundidades de corte usadas nos ensaios de validação para a ferramenta de corte de duas arestas no diagrama de lóbulos da Figura 4.22, é possível observar que houve boa precisão na previsão do aparecimento do fenômeno de chatter, principalmente nos pontos em que a profundidade de corte limite é igual à profundidade crítica, representados no diagrama pelas rotações de 2711 e 3027 RPM (Figura 4.40). Como no caso deste trabalho as comparações entre máquinas serão realizadas tomando como base a linha representada pela profundidade crítica de corte é possível afirmar que o cálculo do diagrama de lóbulos para ambas as ferramentas está validado.

Figura 4.40 – Diagrama de Lóbulos com resultados dos ensaios de usinagem para a ferramenta de duas arestas de corte.

Analizando os resultados dos ensaios de usinagem para a ferramenta de duas arestas de corte e comparando com o diagrama de lóbulos, confirma-se que a forma mais precisa de se prever a vibração é por meio da aquisição das FRFs com a aplicação da orientação do eixo-árvore, independentemente da ferramenta aplicada à máquina. Além disso, pode-se concluir observando os resultados das usinagens nas rotações com profundidade crítica de corte mais acentuada, ou seja, no interior dos lóbulos, que o fato da rotação do eixo-árvore estar em fase com a frequência de ressonância da ferramenta causa o aumento dos níveis de vibração, porém com acabamento superficial sem marcas de vibração, confirmando a teoria do aparecimento do fenômeno *chatter* anteriormente discutida no capítulo 2.

4.5 Comparação entre os Diagramas de Lóbulos em cada máquina sob investigação

Após os ensaios de usinagem para validação dos diagramas de lóbulos de cada ferramenta na máquina Romi D1250, executou-se a comparação das FRFs e dos diagramas de lóbulos entre esta e as outras duas máquinas sob investigação utilizando ambas as ferramentas de seis e duas arestas de corte.

4.5.1 Ferramenta com seis arestas de corte

Comparando as FRFs das três máquinas sob investigação na direção do eixo X, para a ferramenta de seis arestas de corte, recomendada para operações de acabamento, pode-se notar que a máquina que apresentou a melhor performance neste caso foi a D600, com valores de receptância máximos em $0,2 \mu\text{m/N}$, contra $0,38 \mu\text{m/N}$ na D1250 no primeiro modo e $0,36 \mu\text{m/N}$ nos segundo e terceiro modos de vibração (Figura 4.41).

Figura 4.41 – FRF comparativa entre máquinas na direção do eixo X para a ferramenta de seis arestas de corte.

Esta máquina possui um eixo-árvore com velocidade máxima de 7500 RPM, diferentemente da D800 e D1250 que possuem o mesmo eixo-árvore com limite de 12000 RPM. Isto é a causa deste comportamento, uma vez que eixos-árvores para menores rotações permitem utilizar conjuntos de rolamentos com maior rigidez.

Os resultados obtidos nas FRFs na direção do eixo Y mostraram novamente que a D600 possui também neste eixo melhor performance dinâmica que as demais, com valores máximos de receptância em $0,3 \mu\text{m/N}$. Entretanto, as outras duas máquinas que apresentavam valores próximos para o eixo X neste caso apresentaram diferenças consideráveis, sendo a D800 menos rígida dinamicamente que a D1250, uma vez que apresentaram valores de receptância máxima na ordem de $0,7 \mu\text{m/N}$ e $0,5 \mu\text{m/N}$ respectivamente (Figura 4.42). Fato este que pode estar relacionado às características geométricas das máquinas, uma vez que D1250 é maior e conseqüentemente mais robusta que a D800.

Figura 4.42 – FRF comparativa entre máquinas na direção do eixo Y para a ferramenta de seis arestas de corte.

Comparando finalmente o diagrama de lóbulos para cada máquina para a ferramenta de seis arestas de corte, observou-se que os valores de receptância

menores para a D600 em ambas as FRFs resultou em uma profundidade crítica de corte consideravelmente maior que para as demais, de cerca de 1,2 mm. As outras duas máquinas D800 e D1250 apresentaram valores de profundidade crítica de corte muito aproximado, ambos em 0,5 mm (Figura 4.43), o que permite concluir que apenas os valores de receptância diferentes no eixo Y não foram suficientemente espaçados para provocar diferenças significativas no diagrama de lóbulos.

Figura 4.43 – Diagrama de Lóbulos comparativo entre máquinas para a ferramenta de seis arestas de corte.

Portanto, comparando o diagrama de lóbulos para as três máquinas é possível concluir que a máquina com maior estabilidade dinâmica quando se analisa a profundidade crítica de corte, ou seja, independentemente da rotação é o modelo D600, justamente por causa de seu eixo-árvore com menor limite de rotação (7500 RPM), o que permite a utilização de uma configuração de rolamentos mais rígida. No caso da ferramenta de seis arestas a profundidade crítica para D600 foi de 1,2mm contra 0,5mm para as demais D800 e D1250 com eixo-árvore de 12000 RPM, o que

em termos percentuais significa um acréscimo de 140% na profundidade crítica de corte.

A comparação apenas entre as máquinas D800 e D1250 com mesmo eixo-árvore mostra que os valores de profundidade crítica foram os mesmos (0,5mm), mas a profundidade limite dependendo da rotação pode mostrar vantagem para D800 em algumas rotações e em outras para a D1250. Por exemplo, em 6500 RPM o limite para a D1250 é de 0,75 mm e para a D800 é de 2 mm, enquanto que para a rotação de 4200 RPM o limite para a D1250 é de 1,2 mm e para a D800 de 0,5 mm. Isto permite concluir que de maneira geral não se pode afirmar qual máquina é melhor entre D1250 e D800, apenas após a determinação da rotação a ser aplicada que é possível verificar qual delas possuirá melhor performance dinâmica.

4.5.2 Ferramenta com duas arestas de corte

Os resultados nas FRFs para a ferramenta de duas arestas de corte, recomendada às operações de desbaste mostraram que a máquina D600 possui também para esta ferramenta melhor performance dinâmica com valores de receptância próximos de 0,2 $\mu\text{m/N}$ na direção do eixo X. Neste eixo a diferença na receptância para as demais máquinas foi um pouco menor que para a ferramenta anterior, uma vez que a D800 aproximou-se de 0,25 $\mu\text{m/N}$ e a D1250 ficando com 0,28 $\mu\text{m/N}$ (Figura 4.44).

Figura 4.44 – FRF comparativa entre máquinas na direção do eixo X para a ferramenta de duas arestas de corte.

A FRF na direção do eixo Y, mostrada pela Figura 4.45, confirma mais uma vez que a D600 foi a melhor dinamicamente, com receptância limite em $0,3 \mu\text{m/N}$, contra $0,5 \mu\text{m/N}$ da D1250 e os $0,62 \mu\text{m/N}$ da D800.

Figura 4.45 – FRF comparativa entre máquinas na direção do eixo Y para a ferramenta de duas arestas de corte.

O diagrama de lóbulos comparativo para a ferramenta de desbaste, ilustrado pela Figura 4.46, mostra que a variação apresentada pelas FRFs do eixo X, na qual

a máquina D800 apresentou valores de receptância menores que a D1250 foi mais significativa na profundidade crítica de corte, neste caso cerca de 1,8 mm para a D1250 contra 2,6 mm para a D800, do que a diferença apresentada na receptância da FRF na direção do eixo Y, em que a máquina D1250 apresentou menores valores. Outro fator importante que justifica esta variação de profundidade crítica é o fato da profundidade limite ser um fator do número de dentes da ferramenta, de acordo com a equação 2.92, o que explica que esta diferença na receptância acarrete maior variação na profundidade crítica de corte em uma ferramenta de duas arestas de corte que em uma com seis.

Figura 4.46 – Diagrama de Lóbulos comparativo entre máquinas para a ferramenta de duas arestas de corte.

Observando ainda o diagrama da Figura 4.46 é possível notar que a máquina D600 apresentou o maior valor de profundidade crítica de corte também para esta ferramenta, ficando em aproximadamente 4,7 mm, o que confirma os resultados obtidos com as FRFs. Com isso, é possível afirmar que a máquina D600 apresenta melhor estabilidade dinâmica em operações de desbaste e acabamento quando comparada às máquinas D1250 e D800.

Comparando novamente somente as máquinas D1250 e D800, é possível concluir que a máquina D800 possui melhor capacidade de absorver vibrações no processo de desbaste que a D1250, diferentemente dos resultados para a ferramenta de acabamento, na qual ambas obtiveram resultados próximos para a profundidade crítica de corte, neste caso a D800 mostrou limite em cerca de 44% acima do modelo D1250.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com este trabalho teórico-experimental pode-se concluir o seguinte:

- A variação do tensionamento da correia do eixo-árvore e a aplicação ou não da orientação do eixo-árvore durante a determinação das FRFs necessárias para obtenção do diagrama de lóbulos altera características dinâmicas do sistema ferramenta-fixação-máquina afetando a precisão da previsão do aparecimento do fenômeno *chatter* por meio do diagrama de lóbulos.
- A profundidade crítica de corte não se altera significativamente quando alterada a tensão da correia do eixo-árvore, mas a profundidade de corte limite, proporcional a rotação pode ser fortemente alterada dependendo da variação do tensionamento.
- A utilização da orientação do eixo-árvore durante a determinação das FRFs altera consideravelmente o comportamento dinâmico do sistema e de acordo com os resultados dos ensaios de usinagem é a condição que mais se assemelha à condição de operação do eixo-árvore, baseado no controle de malha de velocidade do eixo-árvore.
- Os resultados dos ensaios de usinagem com a ferramenta de seis arestas, recomendada para operações de acabamento, confirmaram então, a necessidade da aplicação da orientação do eixo-árvore durante a obtenção do diagrama de lóbulos e mostraram boa precisão na previsão do aparecimento do fenômeno *chatter*, considerando os limites de vibração nos acelerômetros fixados ao eixo-árvore, que mostraram vibração coincidentemente na frequência com maior valor de receptância no ensaio realizado com a orientação do eixo-árvore (850 Hz), as condições de

acabamento superficial e rugosidade adotadas ao processo de acabamento, utilizando rotações nas quais o limite coincide com a profundidade crítica de corte e ainda em rotações nas quais a profundidade limite encontra-se entre dois lóbulos.

- Aplicando a orientação do eixo-árvore conforme verificado para a ferramenta de seis arestas na obtenção das FRFs também para a ferramenta de duas arestas, verificou-se por meio dos ensaios de usinagem que a previsão do diagrama de lóbulos está de acordo com o aparecimento do fenômeno de *chatter* nesta ferramenta observando os limites de vibração, acabamento superficial e rugosidade adotados à operação de desbaste. A frequência de vibração medida durante as operações de corte instáveis, ou seja, com a presença do fenômeno *chatter* também coincide com a frequência de maior valor de receptância mostrada pelas FRFs desta ferramenta, assim como a ferramenta com seis arestas de corte.
- Considerando os resultados dos ensaios de usinagem com ambas as ferramentas, uma com seis arestas, recomendada para operações de acabamento e a ferramenta de duas arestas de corte, recomendada para desbaste, é possível afirmar que este método é suficientemente preciso para ser utilizado na comparação entre diferentes máquinas, determinando qual delas possui a melhor performance dinâmica, ou seja, qual possui os maiores limites de usinagem sem o aparecimento de vibrações provocadas pelo fenômeno *chatter*.
- Comparando as três máquinas propostas ao estudo, Romi D600 7500 RPM, Romi D800 e Romi D1250 ambas 12000 RPM, pode-se verificar que a máquina com maior desempenho em termos de profundidade crítica de corte

foi a D600 com eixo-árvore de 7500 RPM de velocidade máxima. Apesar de menor fisicamente que as demais máquinas sob investigação, esta é a única que possui um eixo-árvore diferente, o que pode ser um indicativo que este eixo-árvore possui portanto melhor capacidade de evitar o aparecimento de vibrações que o de limite de 12000 RPM.

- Outra evidencia no fato da contribuição do projeto do eixo-árvore nos limites está no fato de que as demais máquinas D800 e D1250 que possuem os mesmos eixos-árvore mostraram valores de profundidade crítica de corte igual ou muito próxima em ambas as ferramentas, apesar da diferença em suas dimensões físicas.
- Em termos de profundidade limite de corte, ou seja, em uma rotação específica, não se pode concluir que existe uma máquina melhor em qualquer condição, uma vez que ao longo do eixo das rotações ocorre uma alternância entre as três máquinas dependendo da rotação. Isto ocorre tanto para a ferramenta de desbaste quanto para a de acabamento.

Como sugestões para a continuidade deste trabalho ou pesquisas futuras recomendam-se:

- O desenvolvimento de um método para comparar centros de torneamento, em operações como torneamento interno ou de canais, os quais geralmente são limitados pelo aparecimento de vibrações;
- A utilização do método aqui proposto para a avaliação de máquinas, identificando quais os elementos mais importantes na determinação dos limites de vibração, como por exemplo tipos de rolamentos do eixo-árvore, tipos de materiais aplicados ao barramento da máquina ou o dimensionamento do cabeçote;

- O estudo aprofundado da influencia dos rolamentos do eixo-árvore e suas características construtivas, como por exemplo a rigidez estática, no limite de estabilidade dinâmica de centros de usinagem;
- O estudo de um modelo matemático capaz de prever os limites de vibração ainda no projeto da máquina, permitindo que alterações possam ser realizadas para aumentar os limites de vibração mesmo antes da fabricação do protótipo;
- O desenvolvimento de ferramentas que possam identificar e suprimir vibrações no processo de fresamento e possam ser implementadas em um centro de usinagem de modo a aumentar os limites de vibração;

6 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ALTINTAS, Y. and SPENCE, A. **End milling force algorithms for CAD systems.** CIRP annals Manufacturing Technology, vol.45, p.31-34, 1991.

ALTINTAS, Y. et. al. **Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping.** CIRP annals Manufacturing Technology, vol. 57, p.371-374. 2008.

ALTINTAS, Y. **Manufacturing Automation.** Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design. Cambridge Press, 2000.

ARMAREGO, E.J.A. and WHITFIELD, R.C. **Computer Based Modelling of Popular Machining Operations for force and power predictions.** CIRP Annals, vol. 34, p.65-69, 1985.

BOOTHROYD, G. **Fundamentals of metals machining and machine tools.** 5 ed. International student edition. Nova York: McGraw Hill, 1981.

BUDAK, E. ALTINTAS, Y. **Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling.** Annals of the CIRP, 44(1):357-362, 1995.

BUDAK, E. ALTINTAS, Y. ARMAREGO, E.J.A. **Prediction of Milling Force Coefficients from Orthogonal Cutting Data.** Trans. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering, vol.118:216-224, 1996.

CAO, Y. and ALTINTAS, Y. **A General Method for The Modeling of Spindle-Bearing Systems.** Journal of Mechanical Design. vol. 126, p.1089-1104. 2004

COELHO, R. T. et al. **Teoria da Usinagem dos Materiais.** Editora Blucher, 2009.

CRAIG, R. R. **Structural Dynamics: An Introduction to Computers Methods**. New York. John Wiley & Sons. 1981.

DINIZ, A. E. MARCONDES, F.C. COPPINI, N.L. **Tecnologia da usinagem dos materiais**. 1.ed. São Paulo: MM Editora, 242p. 1999.

DROZDA, T.J. WICK, C. **Tool and Manufacturing Engineers Handbook. Machining**. ed. 4. Dearborn, Michigan. Society of Manufacturing Engineers, vol.1, p.1.1-1.66. 1983

ERNEST, H. MERCHANT, M. E. **Chip formation, friction and high quality surfaces**. Proc. Symp. Surface Treatment of metals, n.21-25.p. 299-378, 1940.

ERTÜRK, A. et. al. **Analytical Modeling of Spindle-tool dynamics on Machine Tools using Timoshenko beam Model and Receptance Coupling for the prediction of tool point FRF**. International Journal of Machine Tools & Manufacture. vol. 46, p. 1901-1912. 2006.

EWINS, D. J. **Modal Testing: Theory and Practice**. John Wiley & Sons, New York. 1984

FERRARESI, D. **Fundamentos da Usinagem dos Metais**. São Paulo: Blucher, 1977.

FU, H. J. et. al. **A Mechanistic Model for the Prediction of the Force System in Face Milling Operations**. Journal of Engineering for Industry, vol. 106, p.81-88. 1984.

GAGNOL, V. **Model-based chatter stability prediction for high-speed spindles**. International Journal of Machine Tools & Manufacture, ed. 47, p. 1176 – 1186, 2007.

- HANNA, I. M. et. al. **Modeling the HSK Toolholder-Spindle Interface**. Journal of Manufacturing Science and Engineering. vol. 124, p. 734-744. 2002
- INSPERGER, T. et. al. **Multiple Chatter Frequencies in Milling Processes**. Journal of Sound Vibration.vol. 262, p.333-345. 2003.
- ISMAIL, F. SOLIMAN, E. **A New Method for the Identification of Stability Lobes in Machining**.International Journal of Machine Tools & Manufacture, 1996.
- KOENIGSBERGER, F. and TLUSTY, J. **Machine Tool Structures- V06.I : Stability Against Chatter**, Pergamon Press, 1967.
- KING, R.I. **Handbook of High Speed Machining Technology**. Chapman and Hall. 1985.
- LANDERS, R. G. and ULISOY, A.G. **Nonlinear Feed Effect in Machining Chatter Analysis**.Journal of Manufacturing Science and Engineering, vol. 130. 2008.
- LEE, E.H. and SHAFFER, B.W. **Theory of Plasticity Applied to the Problem of Machining**. Journal of Applied Mechanics, vol 18, p. 405-413, 1951.
- LI, H.Z. et. al. **Modeling of Cutting Forces in helical end Milling using a Predictive Machine Theory**. International Journal of Mechanical Sciences.Vol.43, p.1711-1730. 2001.
- MAIA, N. M. M. and SILVA, J. M. M. **Theoretical and Experimental Modal Analysis**.New York. Wiley & Sons. 1997.
- MCCONNELL, K. G. **Vibration Testing: Theory and Practice**. New York. Wiley & Sons. 1995.

MERCHANT, M. E. **Mechanics of the Metal Cutting Process I.** Orthogonal Cutting and type 2 chip. Journal of Applied Physics, vol. 16, n.5, p.267-275, 1954.

MERRIT, H. E. **Theory of Self-Excited Machine Tool Chatter.** Journal of Engineering for Industry. Vol.87, p.447-454. 1965.

PALMER, W.B. and OXLEY, P.L.B. **Mechanics of Orthogonal Machining.** Proceedings Institution of Mechanical Engineers, vol 173(no24): 623-654, 1959.

PAM, Z. **Chatter analysis of robotic machining process.** Journal of Materials Process Technology. Vol. 173, p. 301-309. 2006.

QUINTANA, G. et al. **A new experimental methodology for identification of stability lobes diagram in milling operations.** . International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2008.

RASHID, H. and NICOLESCU, C. M. **Design and implementation of tuned viscoelastic dampers for vibration control in milling.** International Journal of Machine Tools & Manufacture. vol. 48, p. 1036-1053. 2008.

ROMI INDUSTRIES. Web site: <http://www.romi.com.br>, visitado em 25 de março de 2010.

SANDVIK COROMANT. web site: <http://www.coromant.sandvik.com.br>, visitado em 25 de março de 2010.

SIEMENS, **Commissioning manual Sinumerik 840D sl.** Order number 6FC5397-2AP10-6BA0, p.152. 2010.

SMITH, S. and TLUSTY, J. **Stabilizing Chatter by Automatic Spindle Speed Regulation.** CIRP annals. vol. 41. 1992.

SMITH, S. et. al. **The Effect of Drawbar Force on Metal Remove Rate in Milling.** CIRP- Annals. vol. 48, p. 293-296. 1999.

SOLIS, E. et al. **A new analytical–experimental method for the identification of stability lobes in high-speed milling.** International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2004.

SHAMOTO, E. and ALTINTAS, Y. **Prediction of shear angle in oblique cutting with maximum shear stress and minimum energy principle.** ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, vol. 6, p. 121-128, 1997.

STABLER, G.V. **The Chip flow Law and Its Consequences.** Advances in machine tool Design and Research, p.243-251, 1964.

SUH, J. D. and LEE, D. G. **Design and Manufacture of Hybrid Polymer Concrete Bed for High-Speed CNC Milling Machine.** International Journal of Mechanical Materials Design. vol. 4, p. 113-121. 2008.

THOMSON, W. T. **Theory of Vibrations with applications.** Pretice Hall Inc., New Jersey, USA. 1973.

TLUSTY, J. and POLACEK, M. **The Stability of machine tools Against Self Excited Vibrations in Machining.** International Research in Production Engineering, ASME, p. 465-474, 1963.

TLUSTY, J. **Evaluation of Cutting Performance of Machining Centers** CIRP annals – Manufacturing technology – Volume 40 p. 405-410, 1991.

TOBIAS, S.A. **Machine Tool Vibration.** Blackie and Sons Ltda, 1965.

TOBIAS, S.A. **Machine Tool Vibration Research.** International Journal of Machine Tool Design and Research. vol. 1, p. 1-14. 1961.

- TOH, C.K. **Vibration analysis in high speed rough and finishing milling hardened steel.** Journal of Sound and Vibration, vol. 278, p. 101 – 115, 2004.
- YOON, M.C. CHIN, D.H. **Cutting force monitoring in the end milling operation for chatter detection.** Journal of Engineering Manufacture, vol. 219 part B, p. 455 – 465, 2005.
- ZHANG, Y. et. al. **Milling workpiece avoidance using piezoelectric active damping: a feasibility study.** Journal of Smart Materials and Structures.vol. 14, n.6. 2005.
- ZHENG, L. et. al. **Three Dimensional Cutting Force Analysis in End Milling.**International Journal of Mechanical Sciences.Vol.38, p.259-269. 1995.
- ZHONGQUN, L. QIAUNG, L. **Solution and Analysis of Chatter Stability for End Milling in the Time-domain.**Chinese Journal of Aeronautics, 2008.
- ZOU, G.P. et. al. **A new approach to the modeling of oblique cutting process.**International Journal of Machine Tools & Manufacture. 2009.