

Este trabalho apresenta um método para prever a vibração *chatter* no fresamento de placas finas. O método leva em conta a variação das características dinâmicas de placas finas, como rigidez e massa, durante a redução de espessura e simula as condições reais de fixação. A partir dos parâmetros modais experimentais da placa não usinada é construído um modelo numérico, utilizando o Método dos Elementos Finitos. Após a validação do modelo numérico, são gerados os modelos das placas usinadas para diversas posições de ferramenta, a partir dos quais são gerados os diagramas de lóbulos de estabilidade, utilizados para a previsão do *chatter*. Estes diagramas permitem a correlação dos parâmetros de usinagem, profundidade e velocidade de corte, com o comportamento dinâmico da peça em relação à ocorrência do *chatter*. Experimentos de fresamento de placas com a monitoração da pressão sonora foram realizados para a validação do método. Dessa forma, propõe-se uma solução de um dos principais desafios tecnológicos do fresamento de placas finas: a otimização dos parâmetros de usinagem e a maximização da taxa de remoção de material sem a ocorrência do *chatter*.

Orientador: Joel Martins Crichigno Filho

Joinville, 2016

ANO
2016

JOÃO FÁBIO BORTOLANZA | PREVISÃO DE VIBRAÇÃO DO
TIPO CHATTER NO FRESAMENTO DE PLACAS FINAS



UDESC

UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA – UDESC
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT
CURSO DE MESTRADO ACADÊMICO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

PREVISÃO DE VIBRAÇÃO DO TIPO *CHATTER* NO FRESAMENTO DE PLACAS FINAS

JOÃO FÁBIO BORTOLANZA

JOINVILLE, 2016

JOÃO FÁBIO BORTOLANZA

**PREVISÃO DE VIBRAÇÃO DO TIPO *CHATTER* NO
FRESAMENTO DE PLACAS FINAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Ciências Tecnológicas, da Universidade do Estado de Santa Catarina, como requisito para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Joel Martins Crichigno Filho

**JOINVILLE, SC
2016**

B739p

Bortolanza, João Fábio

Previsão de vibração do tipo chatter no fresamento de placas finas
/João Fábio Bortolanza. – 2016.

162 p. : il. ; 21 cm

Orientador: Joel Martins Crichigno Filho

Bibliografia: 153-162 p.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Estado Santa Catarina,
Centro de Ciências Tecnológicas, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Joinville, 2016.

1. Usinagem. 2. Fresagem (Trabalhos em metal). 3.Otimização
combinatória (Processos).

I. Crichigno Filho, Joel Martins. II. Universidade do Estado de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III.
Título.

CDD: 671.35 - 23. ed.

João Fábio Bortolanza

**Previsão de Vibração do Tipo Chatter no Fresamento de
Placas Finas**

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Acadêmico em Engenharia Mecânica como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de concentração "Modelagem e Simulação Numérica".

Banca Examinadora

Orientador:

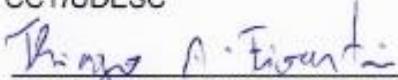


Prof. Dr. Joel Martins Crichigo Filho
CCT/UEDESC

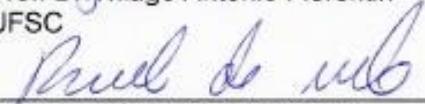
Membros:



Prof. Dr. Eduardo Lenz Cardoso
CCT/UEDESC



Prof. Dr. Thiago Antônio Fiorentin
UFSC



Prof. Dr. Ricardo de Medeiros
CCT/UEDESC



Prof. Dr. André Marcon Zanatta
FIESC - SENAI/SC

Joinville, SC, 14 de setembro de 2016.

DEDICATÓRIA

Faço a dedicatória deste trabalho aos meus pais, que sempre me guiaram pelo caminho da busca incansável do conhecimento, da generosidade, da solidariedade e da justiça.

Ofereço à minha esposa, que me apoiou de todas as formas possíveis para a conclusão deste trabalho.

Reverencio minha Vó, que nos ensina como lutar sem temer. Traidor e covarde destino que insiste em tentar assustá-la.

A todos que me cercaram neste trabalho e que de alguma forma me incentivaram a vencer todos os obstáculos.

Também ofereço aos amigos especiais, que estão sempre ao meu lado, apoiando, mesmo quando não mereço este privilégio.

Enfim, são a própria definição de “amigo”.

Merecem especial lembrança os que lutam. E os que não podem lutar por si e que precisam de alguém que lute por eles.

Em um país ainda muito injusto e desigual.

Recém golpeado pelos que desprezam a Democracia.

AGRADECIMENTOS

À Universidade do Estado de Santa Catarina (UDESC) e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pela oportunidade de aperfeiçoamento oferecida.

Ao Prof. Joel Martins Crichigno Filho, pela orientação.

Ao Prof. Eduardo Lenz Cardoso, pelo auxílio no esclarecimento de dúvidas neste trabalho.

Aos demais professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e aos parceiros Charles Costa e Cleomir Waiczky, pela amizade e contribuições ao trabalho.

Aos companheiros de turma Bruno Guilherme Christoff, Geovane Augusto Haveroth, Gustavo Assis da Silva, Priscila Warsch e Thais Clara da Costa Haveroth, pela amizade e auxílio nas disciplinas.

Aos companheiros do Laboratório de Dinâmica da Usinagem Douglas Negri, Douglas Wellington Pontes, Felipe Klein Fiorentin, José Carlos Medeiros, Renan Cardozo e Thiago Ponciano, pela amizade e contribuições ao trabalho.

“Com o tempo, uma imprensa cínica, mercenária, demagógica e corrupta formará um público tão vil como ela mesma.”

Joseph Pulitzer

“Seria uma atitude ingênua esperar que as classes dominantes desenvolvessem uma forma de educação que proporcionasse às classes dominadas perceber as injustiças sociais de maneira crítica.”

“Quando a educação não é libertadora, o sonho do oprimido é ser o opressor.”

Paulo Freire

“Tudo que um homem pode imaginar outros homens poderão realizar.”

Júlio Verne

RESUMO

Este trabalho apresenta um método para prever a vibração *chatter* no fresamento de placas finas. O método leva em conta a variação das características dinâmicas de placas finas, como rigidez e massa, durante a redução de espessura e simula as condições reais de fixação. A partir dos parâmetros modais experimentais da placa não usinada é construído um modelo numérico, utilizando o Método dos Elementos Finitos. Após a validação do modelo numérico, são gerados os modelos das placas usinadas para diversas posições de ferramenta, a partir dos quais são gerados os diagramas de Lóbulos de estabilidade, utilizados para a previsão do *chatter*. Estes diagramas permitem a correlação dos parâmetros de usinagem, profundidade e velocidade de corte, com o comportamento dinâmico da peça em relação à ocorrência do *chatter*. Experimentos de fresamento de placas com a monitoração da pressão sonora foram realizados para a validação do método. Dessa forma, propõe-se uma solução de um dos principais desafios tecnológicos do fresamento de placas finas: a otimização dos parâmetros de usinagem e a maximização da taxa de remoção de material sem a ocorrência da vibração *chatter*.

Palavras-chave: Fresamento. Vibrações Regenerativas. *Chatter*.

ABSTRACT

This work provides method to predict the occurrence of chatter vibration in thin-walled milling. This method takes into account the workpiece's dynamic characteristic variations, like stiffness and mass, during the process of thickness reduction and simulates the real conditions of the plate's clamping. From the experimental modal parameters of the non-machined plate it is generated a numerical model using the Finite Element Method. After the numerical validation of this model, numerical models of the machined plates for various tool steps are generated. Stability Lobes Diagrams obtained from those numerical models are then used to predict the chatter. These diagrams allow the correlation of the milling parameters, cutting depth and speed, with the dynamic behavior of the workpiece in relation to chatter occurrence. In addition, milling tests with sound pressure monitoring were performed to validate this method. Thus, it is intend to solve one of the main thecnological challenges faced in thin-walled milling: the optimization of the milling parameters and the maximization of the material removal rate without the occurrence chatter vibration.

Keywords: Milling, Regenerative Vibrations, Chatter.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 01 – Combinação de movimentos da operação de fresamento ..	40
Figura 02 – Tipos básicos de fresamento: (a) tangencial e (b) frontal ou de topo.....	41
Figura 03 – Geometria da formação de cavaco no fresamento	42
Figura 04 – Profundidades (a) e velocidades (b) no processo de fresamento frontal	43
Figura 05 – Modelo de corte ortogonal: (a) forças atuantes no cavaco pela ferramenta e peça e (b) forças de corte e avanço.....	45
Figura 06 – Sistema contínuo modelado como um sistema discreto massa-mola-amortecedor	48
Figura 07 – Tipos de vibrações mecânicas: (a) livre, (b) forçada e (c) auto-excitada.....	49
Figura 08 – Mecanismo do <i>chatter</i> no fresamento para 2 GDL.....	53
Figura 09 – Diagrama de Lóbulos de Estabilidade ($a_p \times n$)	57
Figura 10 – Mecanismo do <i>chatter</i> no fresamento para 3 GDL.....	58
Figura 11 – Variação da espessura do cavaco com a vibração nas direções radial (a) e axial (b).....	59
Figura 12 – Construção do Diagrama de Lóbulos de Estabilidade	66
Figura 13 – Mecanismo do processo de amortecimento na dinâmica de corte.....	67
Figura 14 – DLE modelado sem amortecimento (a) e com amortecimento (b).....	68
Figura 15 – Modelo de amortecimento do processo (a) e área de indentação (b)	69
Figura 16 – Representação esquemática da placa e aplicação das forças de corte.....	71
Figura 17 – Análise modal analítica e experimental	73

Figura 18 – Análise modal experimental: (a) excitação e medição da resposta; (b) incremento da taxa de oscilação e (c) função resposta em frequência	74
Figura 19 – Modos de vibração.....	75
Figura 20 – Partes real e imaginária da FRF.....	79
Figura 21 – Placa fina utilizada nos experimentos.....	88
Figura 22 – Fixação da placa na morsa.....	88
Figura 23 – Esquema de montagem do equipamento de análise modal experimental	90
Figura 24 – Insertos utilizados nos experimentos	91
Figura 25 – Microfone utilizado no fresamento das placas	91
Figura 26 – 1° e 2° modos naturais de vibração.....	93
Figura 27 – Aproximação do ângulo no final da espessura de penetração: (a) real e (b) numérico	95
Figura 28 – Aproximação numérica do raio de usinagem: (a) placas usinadas e (b) modelo numérico	95
Figura 29 – Resumo da metodologia	97
Figura 30 – Geometria dos pontos para análise modal experimental....	98
Figura 31 – Geometria dos pontos de contato dos insertos.....	99
Figura 32 – DLE da posição P1 de usinagem da placa não usinada ...	103
Figura 33 – DLE das posições de usinagem P1 a P9 da placa não usinada.....	104
Figura 34 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa não usinada.....	106
Figura 35 – DLEs da posição de usinagem P9 das 3 placas testadas..	108
Figura 36 – Convergência das frequências naturais da placa.....	111

Figura 37 – Malha do modelo numérico da placa: (a) numeração do MSC Nastran e (b) numeração da análise modal experimental.....	111
Figura 38 – Modelo do engaste: (a) real e (b) ajustado.....	112
Figura 39 – Fluxograma do método de ajuste do modelo	113
Figura 40 – DLE numérico e experimental da placa não usinada da posição 9	116
Figura 41 – Comportamento das 1 ^a e 2 ^a frequências naturais de vibração das placas usinadas em função da posição de usinagem (P0 até P9) e da profundidade de corte (2,0 a 4,0 mm).....	118
Figura 42 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 2,0 mm	120
Figura 43 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 2,5 mm	121
Figura 44 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 3,0 mm	121
Figura 45 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 3,5 mm	122
Figura 46 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 4,0 mm	122
Figura 47 – Gráfico de potência do centro de usinagem ROMI D-600	124
Figura 48 – Profundidade de corte crítica (mm) em função da potência disponível do equipamento.....	125
Figura 49 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 2,5 mm e limites de usinagem.....	127
Figura 50 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 3,0 mm e limites de usinagem.....	127

Figura 51 – DLE para profundidade de corte 2,5 mm com os pontos escolhidos para os ensaios de fresamento.....	129
Figura 52 – DLE para profundidade de corte 3,0 mm com os pontos escolhidos para os ensaios de fresamento.....	129
Figura 53 – Gráfico da pressão sonora, RMS e FFT's das posições de usinagem da placa 1 com profundidade de corte de 3,0 mm.....	141
Figura 54 – Gráfico da pressão sonora, RMS e FFT's das posições de usinagem da placa 2 com profundidade de corte de 3,0 mm.....	142
Figura 55 – Gráfico da pressão sonora, RMS e FFT's das posições de usinagem da placa 3 com profundidade de corte de 3,0 mm.....	143
Figura 56 – Gráfico da pressão sonora, RMS e FFT's das posições de usinagem da placa 4 com profundidade de corte de 2,5 mm.....	144
Figura 57 – Gráfico da pressão sonora, RMS e FFT's das posições de usinagem da placa 5 com profundidade de corte de 2,5 mm.....	145
Figura 58 – Gráfico da pressão sonora, RMS e FFT's das posições de usinagem da placa 6 com profundidade de corte de 2,5 mm.....	146

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Parâmetros modais experimentais da placa não usinada .	102
Tabela 02 – Média e desvio padrão das frequências naturais do 1° e 2° modos de vibração para as 3 placas	107
Tabela 03 – Média e desvio padrão dos picos da parte imaginária do 1° e 2° modos de vibração para as 3 placas	107
Tabela 04– Seleção do tamanho da malha da análise modal numérica.....	110
Tabela 05 – Processo iterativo de modelagem das molas do engaste..	114
Tabela 06 – Indicadores MAC do ajuste do modelo	115
Tabela 07 – Experimentos de fresamento para validação da metodologia	128

LISTA DE ABREVIATURAS

DLE	Diagrama de Lóbulos de Estabilidade
FFT	Fast Fourier Transform
FRF	Função de Resposta em Frequência
GDL	Grau de Liberdade
MAC	Modal Assurance Criterion
MAM	Método de Ajuste de Modelo
MEF	Método dos Elementos Finitos
RMS	Root Mean Square

LISTA DE SÍMBOLOS

a_e	Espessura de Penetração ou Profundidade de Trabalho	m
a_p	Profundidade de corte	m
A	Amplitude de vibração	m
b	Largura de corte	m
c, c'	Amortecimento do sistema	N.s/m
C	Coefficiente de amortecimento do processo	N/m
C_a	Amortecimento do processo na direção axial da aresta de corte	-
C_d	Constante de amortecimento do processo	-
C_n	Amortecimento do processo na direção tangencial da aresta de corte	-
C_t	Amortecimento do processo na direção axial da aresta de corte	-
D	Diâmetro da fresa	m
E	Módulo de elasticidade	N/m ²
f_{nd}	Frequência natural amortecida do sistema	Hz
f_{ni}	Frequência natural de vibração do modo i	Hz
f_z	Avanço por dente	m/dente
F	Força de entrada do sistema	N
F_a	Força axial de corte	N
F_{av}	Força de avanço	N
F_c	Força de corte	N
F_{cis}	Força de cisalhamento	N
F_{dn}	Força devido ao amortecimento na direção normal	N
F_{ext}	Força externa aplicada sobre o sistema	N

F_{fr}	Força de fricção	N
F_j	Força de corte no dente j	N
F_r	Força radial de corte	N
F_t	Força tangencial de corte	N
F_v	Força periódica	N
F_z	Força na direção z	N
g	Função de indicação de acoplamento ou não do dente	-
h	Espessura dinâmica do cavaco	m
h_{il}	Elemento da FRF	-
k, k'	Coefficiente de rigidez	N/m
k_{Rx}	Mola rotacional na direção x	Nm/rad
k_{Uz}	Mola translacional na direção z	N/m
K	Número de ondas de vibração impressas na superfície usinada	-
K	Coefficiente da força de corte	N/m ²
K_a	Coefficiente axial de corte	N/m ²
K_r	Coefficiente radial de corte	N/m ²
K_{sp}	Força de indentação específica	N/m ³
K_t	Coefficiente tangencial de corte	N/m ²
K_{tc}	Pressão específica de corte	N/m ²
K_{te}	Pressão específica de corte	N/m
\mathcal{K}	Modo de vibração	—
L	Operador diferencial	-
m	Massa do sistema	kg
n	Velocidade de rotação	rpm
N	Número de dente da fresa	-
N_{cis}	Força Normal ao cisalhamento	N
N_{fr}	Força de fricção normal	N

N_i	Função de forma	-
r_a	Razão de avanço	m/rotação
r_j	Posição da aresta de corte na direção radial	m
R	Resíduo	-
s	Variável auxiliar no domínio de Laplace	-
S	Seção transversal do material comprimido	m ²
t	Tempo	s
T	Período	1/s
v_c	Velocidade de corte	m/s
v_e	Velocidade efetiva de corte	m/s
v_f	Velocidade de avanço	m/s
v_j	Velocidade de vibração	m/s
x	Deslocamento do sistema na direção do movimento	m
\dot{x}	Velocidade do sistema na direção do movimento	m/s
\ddot{x}	Aceleração do sistema na direção do movimento	m/s ²
x_0	Deslocamento inicial do sistema na direção do movimento	m
X	Sinal de saída do sistema	-
W	Marca de desgaste da ferramenta	-
z_j	Posição da aresta de corte na direção axial	m
α	Constante da matriz de amortecimento proporcional	-
β	Constante da matriz de amortecimento proporcional	-
γ	Ângulo de folga da ferramenta	rad
ϵ	Deslocamento de fase entre as marcas de vibração do passe presente e anterior	rad

ϑ_j	Deslocamento dinâmico devido à vibração	m
κ_r	Ângulo de inclinação	rad
μ	Coefficiente de fricção de Coulomb	-
ξ_i	Fator de amortecimento do modo i	-
ξ_q	Fator de amortecimento modal	-
ρ	Densidade	kg/m ³
ϱ	Magnitude da zona de deformação	m
ν	Coefficiente de Poisson	-
ϕ_e	Ângulo de imersão na saída da ferramenta	rad
ϕ_j	Ângulo de imersão instantâneo do dente	rad
ϕ_p	Ângulo de passo de dente da fresa	rad
ϕ_s	Ângulo de imersão na entrada da ferramenta	rad
ω	Frequência	rad/s
ω_c	Frequência <i>chatter</i>	rad/s
ω_n	Frequência natural	rad/s
Λ_I	Parte imaginária do autovalor	-
Λ_R	Parte real do autovalor	-
A	Matriz dos coeficientes direcionais dinâmicos da força de corte	-
B	Matriz dos coeficientes direcionais dinâmicos da força de amortecimento	-
C	Matriz de amortecimento global	-
C_e	Matriz de amortecimento do elemento e	-
D	Matriz das derivadas das funções de interpolação	-
E_e	Relação constitutiva para o elemento e	-
F	Matriz das forças de corte	N
H	Matriz das FRFs do sistema	-
I	Matriz identidade	-

K	Matriz de rigidez global	-
K_e	Matriz de rigidez do elemento e	-
M	Matriz de massa global	-
M_e	Matriz de massa do elemento e	-
N	Matriz das funções de interpolação	-
p_j	vetor de deslocamentos dinâmicos da aresta de corte j	-
$R_{\mathcal{K}}$	Matriz de resíduos para o modo de vibração \mathcal{K}	-
T_{xyz}	Matriz de transformação das direções	-
u	Autovetores normalizados pela massa	-
Λ	Matriz de autovalores	-
ϕ_r	Autovetores	-
$\Psi_{E,i}$	Matriz dos modos de vibração experimental	-
$\Psi_{N,j}$	Matriz dos modos de vibração do modelo numérico	-

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	33
1.1	OBJETIVOS	36
1.2	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	37
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	39
2.1	O PROCESSO DE USINAGEM DE FRESAMENTO	39
2.1.1	Tipos Básicos de Fresamento	41
2.1.2	Formação do Cavaco no Fresamento	41
2.1.3	Parâmetros de Usinagem no Fresamento	42
2.1.4	Forças de Corte no Fresamento	43
2.2	VIBRAÇÕES	46
2.2.1	Vibração Autoexcitada (ou do tipo <i>chatter</i>)	51
2.3	DIAGRAMA DE LÓBULOS DE ESTABILIDADE (DLE)	56
2.4	MODELO DINÂMICO DO FRESAMENTO COM AMORTECIMENTO.....	58
2.5	ANÁLISE MODAL	72
2.5.1	Análise Modal Experimental	74
2.5.1.1	Função Resposta em Frequência (FRF)	76
2.5.1.2	Método “Peak Picking”	78
2.5.1.3	Análise Modal Experimental para Sistemas com múltiplos graus de liberdade	80
2.5.2	Análise Modal Analítica	82
2.6	MÉTODO DE AJUSTE DE MODELO (MAM).....	84
3	DESENVOLVIMENTO	87
3.1	MATERIAIS E EQUIPAMENTOS.....	87

3.2	HIPÓTESES E CONSIDERAÇÕES.....	92
3.3	MÉTODOS E RESULTADOS.....	96
3.3.1	Análise Modal Experimental da Placa Não Usinada	98
3.3.1.1	Determinação da Geometria dos Pontos de Análise	98
3.3.1.2	Execução da Análise Modal Experimental da Placa Não Usinada	100
3.3.1.3	Determinação dos Parâmetros Modais Experimentais da Placa Não Usinada	101
3.3.1.4	Determinação dos DLE Experimentais da Placa Não Usinada	102
3.3.1.5	Análise da Influência da Fixação das Placas nos DLE	106
3.3.2	Análise Modal Numérica da Placa Não Usinada.....	108
3.3.2.1	Determinação do Tamanho da Malha	109
3.3.2.2	Ajuste do Modelo Numérico da Placa Não Usinada.....	112
3.3.2.3	Determinação dos Parâmetros Modais Numéricos da Placa Não Usinada	114
3.3.2.4	Validação do Modelo Numérico da Placa Não Usinada.....	115
3.3.2.5	Determinação dos DLE Numéricos da Placa Não Usinada.	116
3.3.3	Análise Modal Numérica das Placas Usinadas.....	117
3.3.3.1	Construção do Modelo Numérico das Placas Usinadas.....	117
3.3.3.2	Determinação dos Parâmetros Modais Numéricos das Placas Usinadas.....	119
3.3.3.3	Determinação dos DLE Numéricos das Placas Usinadas ...	119
3.3.4	Validação dos DLE das Placas Usinadas	123
3.3.4.1	Determinação dos Limites Práticos de Usinagem.....	123
3.3.4.2	Usinagem e Resultados	128
3.3.4.2.1	Escolha dos Pontos de Usinagem	128

3.3.4.2.2	Descrição dos Gráficos Gerados	130
3.3.4.2.3	Análise dos Resultados	134
4	CONCLUSÕES	147
5	PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS	151
	Bibliografia	153

1 INTRODUÇÃO

A partir das últimas décadas do século 20, iniciou-se um processo de globalização da economia mundial acentuando a competitividade do mercado, impulsionando o setor industrial a fabricar produtos com alta qualidade e baixo custo.

Por outro lado, a crescente regulamentação ambiental vem forçando a indústria a adotar formas de produção que minimizassem a utilização dos recursos naturais, maximizassem a reutilização de componentes e estabelecesse critérios de descarte ambientalmente aceitáveis.

Como consequência desta demanda agressiva de melhoria contínua da produtividade, a indústria tem buscado a racionalização dos recursos produtivos e no aumento das taxas de produção. Minimizar a utilização de recursos naturais significou rever o projeto do produto de forma que não só a massa total fosse minimizada ao máximo, como também os processos fossem otimizados e o descarte reduzido, de forma a propiciar benefícios ambientais e redução do custo de produção.

A crescente redução de massa no projeto de novos produtos ocasionou a redução da rigidez das peças, trazendo novos desafios durante a fabricação. Tanto a indústria aeronáutica quanto a automobilística têm investido cada vez mais na busca por materiais mais leves visando a redução de consumo de combustível e otimização dos custos de operação.

De acordo com Schoeffmann et al. (2003), a redução de peso em carros de passeio é fator chave para a otimização do produto. Por

exemplo, a otimização da massa do bloco do motor, que reduz a quantidade de material, diminuindo conseqüentemente a rigidez, o que pode trazer problemas nos processos de usinagem. Dentre estes problemas, a vibração do tipo *chatter* nos processos de fresamento é um deles.

O *chatter* é um tipo de vibração resultante de um mecanismo de autoexcitação no processo de geração da largura do cavaco durante a usinagem, quando as forças de corte excitam um dos modos de vibração do sistema formado pela máquina, ferramenta e peça. Nesse processo, a superfície ondulada produzida no passo de usinagem anterior é removida durante o passo seguinte, produzindo uma superfície ondulada que, dependendo da fase entre duas ondas sucessivas, poderá ocasionar um crescimento exponencial da largura do cavaco enquanto o sistema oscilar na frequência do *chatter*, próxima, mas não a mesma, da frequência do modo dominante do sistema (ALTINTAS, 2000). Como consequência, o *chatter* causa trepidações intensas que comprometem a qualidade dimensional e microgeométrica da peça, tornando a superfície ondulada, além de causar prejuízos à integridade da ferramenta de corte e da máquina-ferramenta (SMITH; TLUSTY, 1990).

Em decorrência da gama de problemas resultantes do *chatter*, sua previsão nos processos de usinagem torna-se imprescindível, em especial nos processos de usinagem de fresamento frontal, cuja literatura científica ainda é escassa.

Dessa forma, no âmbito abrangente, o problema se resume em prevenir a vibração do tipo *chatter* no processo de fresamento frontal de estruturas delgadas ou finas, problema este, decorrente do contexto

histórico, que exigiu o projeto de novos produtos com redução de massa e conseqüente redução de rigidez das peças a serem manufaturadas.

No aspecto específico, a demanda gerada pela necessidade da fabricação de peças otimizadas com menor massa, normalmente acompanhada pela redução da rigidez, sem perder as características de resistência, incentivou a busca por métodos de previsão da vibração tipo *chatter* durante o fresamento. Com o avanço da tecnologia, programas computacionais e equipamentos de ensaios específicos de análise do comportamento dinâmico das peças permitiram um controle maior da escolha dos parâmetros de corte que inibissem a ocorrência da vibração do tipo *chatter* durante os processos de usinagem.

O primeiro desafio na modelagem computacional é a consideração das alterações das características dinâmicas da peça durante a usinagem, uma vez que o processo de fresamento retira material, alterando a massa e a rigidez do sistema durante todo o processo de usinagem e, por conseguinte, modificando o comportamento do sistema em relação à ocorrência do *chatter*.

Outro desafio deste processo é a modelagem computacional da fixação da peça que, na maioria das vezes, não se comporta como um engaste perfeito, permitindo deslocamentos e rotações não nulas e que alteram as características dinâmicas do sistema.

Dessa forma, no âmbito específico, o problema se resume em modelar computacionalmente e validar um modelo que reproduza fielmente tanto as alterações dinâmicas da peça durante a usinagem como a fixação real da peça.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral desta dissertação é desenvolver uma metodologia de previsão da vibração do tipo *chatter*, que considere as modificações estruturais da peça e consequente alteração de seu comportamento dinâmico durante a usinagem, determinando onde as combinações de parâmetros de corte não impliquem a ocorrência da vibração do tipo *chatter* durante o processo de redução de espessura no fresamento frontal de uma placa fina.

Para alcançar o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos foram estabelecidos:

- a) Determinar experimentalmente os parâmetros modais da placa não usinada pelo método *peak picking*.
- b) Avaliar o efeito da troca da placa e da sua fixação na morsa do centro de usinagem nos resultados da metodologia desenvolvida.
- c) Construir um modelo numérico da placa não usinada no software MSC Nastran que simule o efeito do engaste real da placa na morsa do centro de usinagem.
- d) Determinar numericamente os parâmetros modais do modelo da placa não usinada e validar os resultados por meio da comparação com os resultados experimentais.
- e) Construir um modelo numérico da placa usinada para diversas posições de usinagem no software MSC Nastran que simule o comportamento dinâmico da placa considerando a remoção de material durante o fresamento.

- f) Desenvolver um programa computacional para elaboração de diagramas de lóbulos de estabilidade (DLE) que definam as regiões de estabilidade e de instabilidade para a vibração do tipo *chatter* em relação aos parâmetros de corte (profundidade de corte e velocidade de rotação);
- g) Validar o método desenvolvido para previsão do *chatter* por meio do fresamento de placas nas regiões de estabilidade e instabilidade em relação ao *chatter* e comparar os resultados obtidos.

1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação está estruturada em cinco capítulos, a seguir descritos: Introdução (Capítulo 1), Fundamentação Teórica (Capítulo 2), Metodologia e Resultados (Capítulo 3), Conclusões (Capítulo 4) e Propostas para Trabalhos Futuros (Capítulo 5).

O Capítulo 1 corresponde à introdução, que engloba os objetivos e as motivações deste trabalho.

O Capítulo 2 trata da fundamentação teórica, composta, numa perspectiva mais ampla, pela revisão bibliográfica acerca dos assuntos que dão sustentação à construção do tópico principal do trabalho e, numa perspectiva mais específica, pelo embasamento teórico e histórico da vibração regenerativa no fresamento e do processo de construção dos diagramas de lóbulos de estabilidade.

O Capítulo 3 se divide em três partes. Na primeira parte, são detalhados os materiais e equipamentos utilizados. Na segunda, são listadas as hipóteses e considerações adotadas. Na terceira e última, são relatados os procedimentos adotados na metodologia experimental e computacional do trabalho e expostos os resultados.

No Capítulo 4 são expostas as conclusões acerca das análises e resultados desenvolvidos no capítulo anterior e as propostas para trabalhos futuros.

No Capítulo 5 são apresentadas sugestões para trabalhos futuros com temas relacionados aos tratados nesta dissertação.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 O PROCESSO DE USINAGEM DE FRESAMENTO

O fresamento é uma operação de usinagem intermitente que, de acordo com Marcelino et al. (2004), apesar de complexa, possui grande emprego industrial em função de características como a alta taxa de remoção de material, a produção de formas com boa precisão dimensional e geométrica e a elevada flexibilidade conferida pela fresa ao poder apresentar as mais variadas formas, o que possibilita a obtenção de uma grande variedade de superfícies: planas, contornos, ranhuras, cavidades etc.

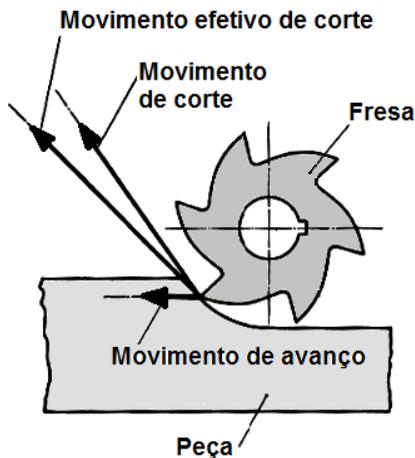
Segundo Ferraresi (1977), o fresamento é um processo mecânico de usinagem destinado à obtenção de superfícies quaisquer com o auxílio de ferramentas geralmente multicortantes. Para tanto, a ferramenta gira e a peça ou a ferramenta se deslocam segundo uma trajetória qualquer.

Uma infinidade de operações de fresamento pode ser utilizada para gerar desde superfícies planas até superfícies curvadas em duas ou três dimensões por meio de ferramentas de múltiplas arestas de corte ou dentes (GRZESIK, 2008).

A operação propicia a usinagem de superfícies apresentando qualquer orientação, porque tanto a peça como a ferramenta podem ser movimentadas em mais de uma direção, ao mesmo tempo (CHIAVERINI, 1986).

De acordo com Diniz et al. (2006), o fresamento é a operação de usinagem que se caracteriza por: (a) A ferramenta, chamada fresa, é provida de arestas cortantes dispostas simetricamente em torno de um eixo; (b) O movimento de corte é proporcionado pela rotação da fresa ao redor do seu eixo; (c) O movimento de avanço é geralmente feito pela própria peça em usinagem, que está fixada na mesa da máquina, a qual obriga a peça a passar sob a ferramenta em rotação, que lhe dá forma e dimensão desejadas (Figura 1).

Figura 01 – Combinação de movimentos da operação de fresamento



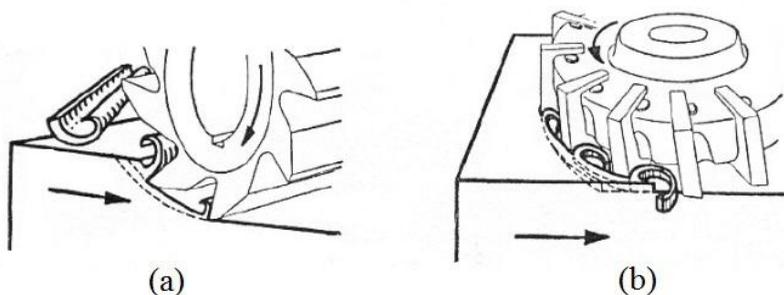
Fonte: adaptado de (FERRARESI, 1977).

A máquina que realiza a operação de fresamento é denominada fresadora. Segundo Schmitz et al. (2008), o eixo-árvore da fresadora fornece a velocidade rotacional, torque e potência e então múltiplos eixos, no mínimo três lineares e ortogonais, são utilizados para manipular o sistema formado pela fresa e eixo-árvore em relação à peça a ser usinada.

2.1.1 Tipos Básicos de Fresamento

De acordo com Ferraresi (1977), a operação de usinagem de fresamento possui dois tipos fundamentais: o fresamento cilíndrico tangencial e o fresamento frontal ou de topo, tratado nesta dissertação. O fresamento cilíndrico tangencial (Figura 2a) é empregado para obtenção de superfícies planas paralelas ao eixo de rotação da ferramenta, sendo considerado um fresamento tangencial especial se a superfície não for plana ou o eixo de rotação da ferramenta estiver inclinado em relação à superfície usinada. O fresamento frontal ou de topo (Figura 2b), é usado para obtenção de superfícies planas perpendiculares ao eixo de rotação da ferramenta. Os dois tipos podem ocorrer simultaneamente e, neste caso, é denominado fresamento composto.

Figura 02 – Tipos básicos de fresamento: (a) tangencial e (b) frontal ou de topo



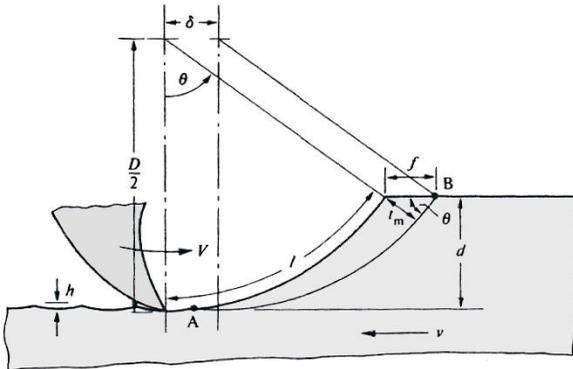
Fonte: adaptado de (FERRARESI, 1977).

2.1.2 Formação do Cavaco no Fresamento

Outra característica particular do fresamento é o tipo de cavaco que ele produz. Geralmente curto e de segmentos descontínuos em

decorrência exclusiva da geometria do processo (SHAW, 1984), conforme ilustra a Figura 3.

Figura 03 – Geometria da formação de cavaco no fresamento



Fonte: (SHAW, 1984).

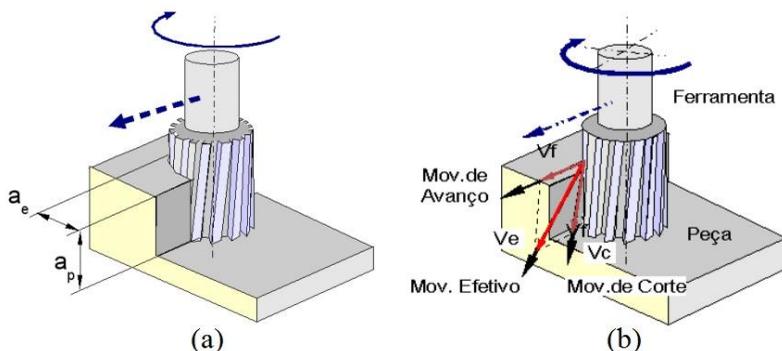
O cavaco é definido como uma porção de material removido da peça pela ferramenta, caracterizando-se por apresentar forma geométrica irregular (FERRARESI, 1977). Ao contrário do torneamento, no fresamento, a espessura instantânea do cavaco h varia periodicamente em função da imersão da ferramenta de corte (ALTINTAS, 2000). Segundo Stemmer (1989), as formas dos cavacos produzidos nos processos de usinagem podem variar devido a uma série de fatores, principalmente com o avanço, profundidade e velocidade de corte, geometria da ferramenta e material da peça.

2.1.3 Parâmetros de Usinagem no Fresamento

Para o fresamento, assim como os demais processos de usinagem, é imprescindível a fixação e uniformização de conceitos básicos sobre os movimentos e as relações geométricas do processo. Os

parâmetros de usinagem definem, sob uma padronização pré-estabelecida, as condições de corte do processo de usinagem. A Figura 4 sintetiza os principais parâmetros deste processo de usinagem (velocidade de corte v_c , velocidade de avanço v_f , profundidade de corte a_p , espessura de penetração ou profundidade de trabalho a_e).

Figura 04 – Profundidades (a) e velocidades (b) no processo de fresamento frontal



Fonte: autor desconhecido.

2.1.4 Forças de Corte no Fresamento

A determinação das forças no processo de usinagem é de suma importância pois tem influência direta na especificação das condições e parâmetros de corte, no projeto da máquina ferramenta, na especificação da precisão do processo, na qualidade do acabamento superficial e na previsão da estabilidade do processo em relação ao *chatter*, assunto desta dissertação.

A modelagem das forças de corte no processo de fresamento é necessária para a otimização do processo de usinagem e seus

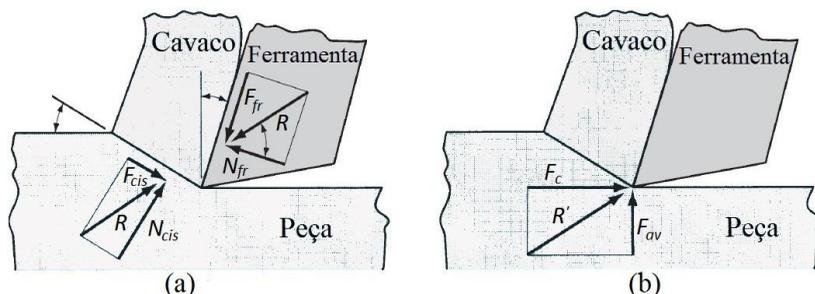
parâmetros, bem como a estimativa da potência necessária, carregamento nos mancais e deflexões no equipamento (LI et al., 2001). Segundo Lai et al. (2000), existem vários parâmetros que influenciam as forças na usinagem e, por causa destes parâmetros, as forças de corte podem se tornar imprevisíveis e resultar em grandes variações dimensionais na usinagem de peças. Para Zlatin et al. (1975), a modelagem das forças de corte é importante para a determinação das forças limite para evitar a quebra da ferramenta, da potência de corte necessária para o equipamento de usinagem, do acabamento superficial e das deflexões no sistema, resultando numa operação de fresamento na máxima taxa de remoção de material sem quebra da ferramenta ou danos à superfície da peça usinada.

A geometria da maioria das operações de usinagem é complexa, mas existe um modelo simplificado de usinagem que negligencia muitas dessas complexidades geométricas e mesmo assim as descreve muito bem. Este modelo é chamado Modelo Ortogonal de Usinagem que, apesar do processo de usinagem real ser tridimensional, o representa em somente duas dimensões (GROOVER, 2007). Em praticamente todos os casos, a operação simples de corte ortogonal representa uma aproximação satisfatória do funcionamento das operações de corte mais importantes e por esta razão tem sido exaustivamente estudado (SHAW, 1984).

O Modelo Ortogonal de Corte utiliza uma ferramenta em forma de cunha na qual a aresta de corte é perpendicular à direção da velocidade de corte. Como se observa na Figura 5a, que ilustra a geometria do corte ortogonal, a ferramenta é forçada no material da peça

usinada e o cavaco é formado por deformação de cisalhamento ao longo de um plano denominado plano de cisalhamento, orientando num ângulo ϕ com a superfície de trabalho (GROOVER, 2007).

Figura 05 – Modelo de corte ortogonal: (a) forças atuantes no cavaco pela ferramenta e peça e (b) forças de corte e avanço



Fonte: (GROOVER, 2007).

Considerando as forças atuantes no cavaco durante o modelo de corte ortogonal (Figura 5a), as forças aplicadas contra o cavaco pela ferramenta podem ser decompostas em duas componentes perpendiculares entre si: a força de fricção F_{fr} , resultante do fluxo do cavaco ao longo da face de saída da ferramenta, e a força normal de fricção N_{fr} , perpendicular à força de fricção (GROOVER, 2007).

Existem ainda duas forças aplicadas pela peça no cavaco: a força de cisalhamento F_{cis} , causada pela deformação de cisalhamento que ocorre no plano de cisalhamento, e a força normal ao cisalhamento N_{cis} , perpendicular à força de cisalhamento (Figura 5a).

Porém, na prática, nenhuma destas quatro forças pode ser diretamente medida, uma vez que as direções onde estão aplicadas variam com a geometria da ferramenta e condições de usinagem. Assim,

para a medição das forças envolvidas no corte, utiliza-se um equipamento de medição de forças denominado dinamômetro, que pode ser montado na ferramenta. Dessa forma, duas componentes de força que atuam contra a ferramenta podem ser mensuradas: a força de corte F_c , na direção de corte, e a força de avanço F_{av} , perpendicular à força de corte (Figura 5b), que podem ser relacionadas trigonometricamente com as quatro forças ilustradas na Figura 5a.

Nesta dissertação, as pressões específicas de corte são as obtidas nos experimentos realizados por Peixoto (2013), pois trata-se das mesmas condições de usinagem deste trabalho. A partir das pressões específicas de corte, pode-se calcular a força de corte, desconsiderando o processo de amortecimento, como sendo

$$F_c = K_{te} \cdot b + K_{tc} \cdot b \cdot h, \quad (1)$$

onde K_{te} e K_{tc} são as pressões específicas de corte relacionadas com a ação de cisalhamento e com as forças na aresta de corte, respectivamente, e b e h são, na ordem, a largura e a espessura de corte.

2.2 VIBRAÇÕES

Qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo é denominado vibração ou oscilação (RAO, 2008). Vibrações são flutuações de um sistema mecânico ou estrutural em relação à posição de equilíbrio e são iniciadas quando um elemento de inércia é retirado desta posição de equilíbrio por uma energia colocada no sistema por uma fonte externa (KELLY, 2000).

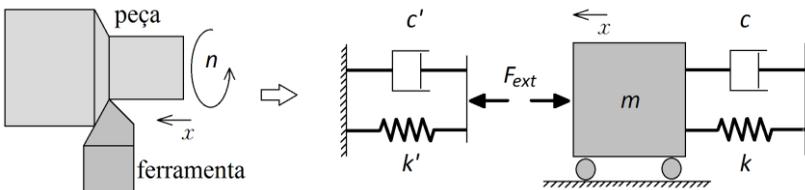
Em geral, um sistema vibratório inclui um meio para armazenar energia potencial (mola ou elasticidade), um meio para armazenar energia cinética (massa ou inércia) e um meio de dissipação de energia (amortecedor).

A importância da pesquisa de métodos para a previsão de vibrações nas operações de usinagem decorre do fato que, conforme expõe Cheng (2008), as vibrações nos sistemas das máquinas-ferramentas são a causa de um grande número de problemas de usinagem, incluindo desgaste da ferramenta, desgaste e falhas nos rolamentos do fuso de máquinas-ferramentas, acabamento superficial irregular, baixa qualidade das peças produzidas e alto consumo de energia. De acordo com Budak et al. (2009), embora a estabilidade da usinagem tenha sido estudada detalhadamente desde o meio do século 20, as vibrações, principalmente as do tipo *chatter*, continuam sendo uma das mais importantes limitações nas operações de usinagem. De forma mais abrangente, devido ao efeito devastador que as vibrações podem causar às máquinas e estruturas, o teste de vibrações tornou-se um procedimento padrão no projeto e desenvolvimento da maioria dos sistemas de engenharia (RAO, 2008).

Grande parte dos sistemas práticos, normalmente sistemas contínuos com infinitos graus de liberdade, pode ser descrita usando um sistema discreto com número finito de graus de liberdade (RAO, 2008). A Figura 6 apresenta a modelagem da operação de torneamento, cujo sistema é contínuo e possui infinitos graus de liberdade, reduzido a um sistema com um grau de liberdade. Neste caso, a peça a ser torneada é rígida e o subsistema porta-ferramenta e ferramenta, flexível,

representado pela massa m . A partir deste modelo simplificado, as vibrações do sistema podem ser equacionadas e relacionadas com os parâmetros de corte, definindo as condições de usinagem que causam a vibração do sistema e seus efeitos indesejáveis, tais como o acabamento superficial inadequado e a redução da vida útil da ferramenta.

Figura 06 – Sistema contínuo modelado como um sistema discreto massa-mola-amortecedor



Fonte: adaptado de (BALACHANDRAN et al., 2011).

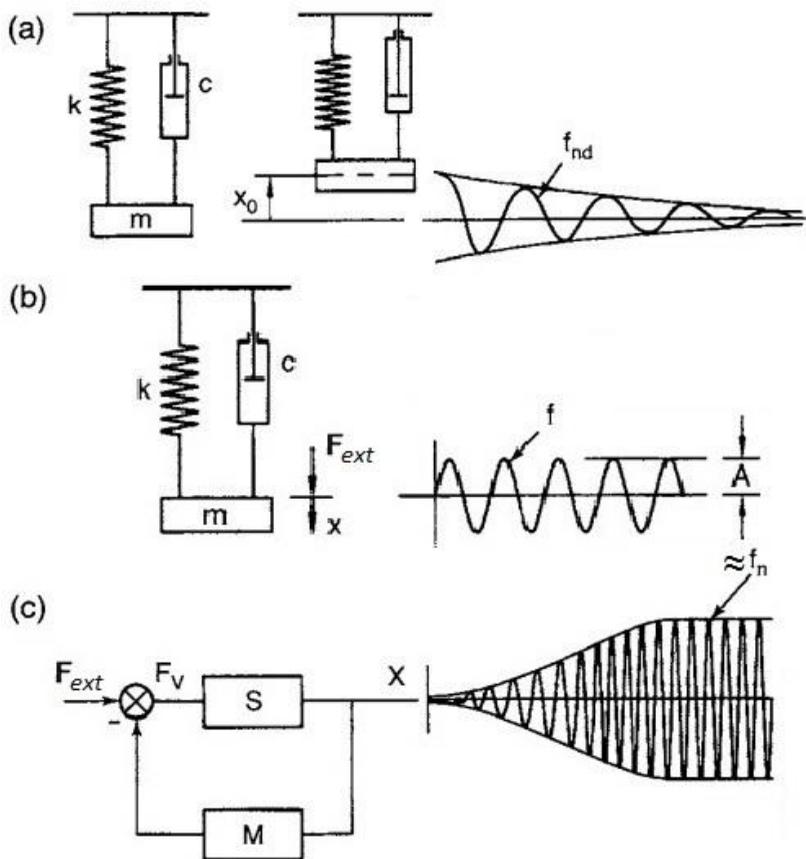
No caso desta dissertação, o sistema de uma operação de usinagem de fresamento frontal assimétrico parcial discordante de uma placa fina será modelado para um sistema de três graus de liberdade, onde a peça será considerada flexível e a ferramenta de corte, rígida.

Assim, sistemas complexos podem ser representados como corpos combinados que possuem massa e elasticidade ou a capacidade de se deformar sem mudança de forma permanente. A vibração de corpos que apresenta estas características pode ser dividida em três categorias principais: vibração livre, forçada e autoexcitada (SCHMITZ et al., 2008).

De acordo com Grzesik (2008), a vibração livre, natural ou homogênea, resulta de impulsos transferidos para a estrutura através de sua fundação ou de massas alternativas, como a mesa de usinagem das

máquinas-ferramentas, ou ainda, do engajamento inicial da ferramenta de corte na peça. O movimento resultante deste tipo de vibração apresenta o decaimento da amplitude, em razão do amortecimento, e frequência igual à frequência natural amortecida do sistema f_{nd} (Figura 7a).

Figura 07 – Tipos de vibrações mecânicas: (a) livre, (b) forçada e (c) auto-excitada



Fonte: adaptado de (GRZESIK, 2008).

Ainda segundo Grzesik (2008), vibrações forçadas são provenientes de forças externas periódicas agindo sobre o sistema como um eixo rotativo desbalanceado ou devido a uma componente periódica da força de corte durante o engajamento periódico de uma fresa de múltiplos dentes, ou ainda, transmitidas por máquinas próximas pela fundação.

Como consequência deste tipo de vibração, o movimento ocorre como pode ser visualizado na Figura 7b: amplitude constante e frequência f de vibração igual à da força F de excitação. Quando a frequência de excitação atinge a frequência natural do sistema, observa-se o aparecimento do fenômeno da ressonância, que produz a máxima amplitude do movimento e que pode gerar efeitos prejudiciais ao sistema de usinagem.

Finalmente, como ilustra a Figura 7c, a vibração autoexcitada, comumente denominada vibração do tipo *chatter*, assunto desta dissertação, é resultado de uma instabilidade dinâmica do processo de usinagem (sistema S) e ocorre devido a um mecanismo de geração de energia (M) não periódica originado dentro do sistema, em circuito fechado, criando uma força periódica F_v em razão da usinagem numa superfície com marcas deixadas pelo passe anterior da ferramenta (GRZESIK, 2008). Apresenta como características principais: (a) crescimento da amplitude até um valor estável; (b) a frequência de vibração f_n é igual ou próxima da frequência natural do sistema; (c) não depende de uma força externa; (d) existência de uma energia estável de onde o sistema cria uma força periódica por meio da sua vibração.

2.2.1 Vibração Autoexcitada (ou do tipo *chatter*)

No início do século 20, Taylor (1906) foi o pioneiro na identificação da vibração do tipo *chatter* e a descrevia como o mais obscuro e delicado de todos os problemas enfrentados pelo operador e ainda observava que, em muitos casos, nenhuma regra ou fórmula poderia ser elaborada para guiar com precisão o operador de forma a atingir o máximo de remoção de material e velocidade de corte sem produzir este tipo de vibração. Mais tarde, Arnold (1946) foi o primeiro a estudar o mecanismo regenerativo do *chatter*. Inicialmente, supunha-se que o *chatter* era causado devido a um efeito negativo do amortecimento.

Os primeiros métodos de análise e prevenção da vibração do tipo *chatter* começaram a surgir após 1950 com Tobias et al. (1958), Tlusty et al. (1963), Tobias (1965) e Merritt (1965), que mostraram que a variação da espessura do cavaco juntamente com a dinâmica das forças de corte e seus efeitos regenerativos são importantes mecanismos que levam ao *chatter*.

Eles definiram uma fronteira entre a usinagem estável (sem *chatter*) e instável (com *chatter*) em termos da profundidade e velocidade de corte, resultando em Diagramas de Lóbulos de Estabilidade (DLE), possibilitando escolher parâmetros de usinagem apropriados para alcançar o máximo de remoção de material sem a ocorrência da vibração do tipo *chatter*. Porém, estes estudos são mais aplicáveis a sistemas de corte ortogonal, como o torneamento, onde a direção das forças de corte e a espessura do cavaco são invariantes com o tempo.

No caso do fresamento, porém, a espessura do cavaco, as forças de corte e a direção da excitação variam e são intermitentes devido à rotação da ferramenta, tornando a modelagem da solução bem mais complexa.

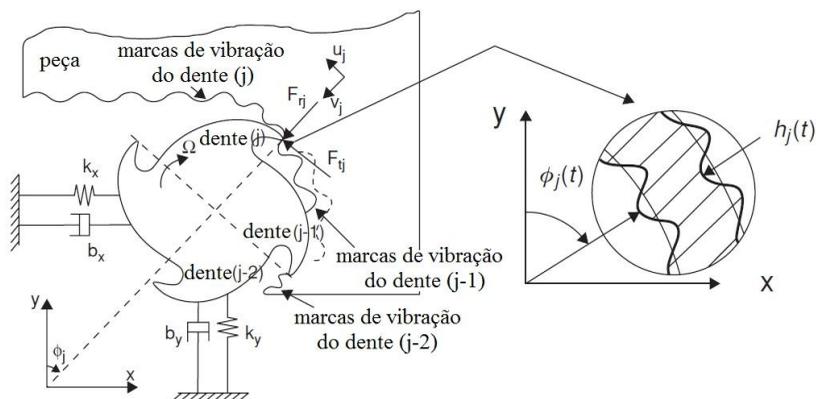
Para solucionar este problema, o primeiro modelo matemático detalhado para o processo dinâmico de fresamento foi realizado por Sridhar et al. (1968), que consideraram coeficientes direcionais das forças de corte variando no tempo para determinar, por meio de um método numérico, a estabilidade *chatter* do processo. Opitz et al. (1970) determinaram limites de estabilidade para o *chatter* no fresamento utilizando fatores direcionais médios. Posteriormente, Tlustý et al. (1983) e Minis et al. (1993) propuseram métodos alternativos para prever o *chatter* na usinagem considerando a variação das forças e espessura de corte no tempo.

Altintas et al. (1995) desenvolveram um método alternativo mais prático para a previsão do *chatter* no fresamento baseado nas leis básicas de estabilidade para o *chatter* de Tobias (1965) e Tlustý et al. (1963), que consideraram o corte ortogonal. Nessa abordagem, as forças de fresamento, que são periódicas com a frequência da entrada dos dentes da fresa na peça, são representadas por um valor médio das componentes harmônicas da série de Fourier.

Segundo Altintas et al. (1995), a vibração do tipo *chatter* em máquinas ferramentas ocorre devido a um mecanismo de autoexcitação na geração da espessura do cavaco durante os processos de usinagem. No fresamento, inicialmente, um dos modos estruturais do sistema máquina-peça é excitado pelas forças de corte. Uma superfície usinada

ondulada deixada por um dos dentes é removida pelo próximo dente em oscilação devido às vibrações estruturais (Figura 8). O cavaco resultante torna-se também ondulado, que por sua vez produz forças de corte oscilatórias, cujas magnitudes são proporcionais à espessura do cavaco que varia com o tempo. O sistema de corte autoexcitado torna-se também oscilatório e as vibrações do tipo *chatter* crescem até a ferramenta perder o contato de corte ou quebrar sob forças de corte excessivas. Então, as vibrações do tipo *chatter* continuam a ser o fator de maior limitação no aumento da taxa de remoção de material das máquinas ferramentas.

Figura 08 – Mecanismo do *chatter* no fresamento para 2 GDL



Fonte: (ALTINTAS, 2000).

Esta abordagem de Altintas et al. (1995) para a formulação dos diagramas foi baseada em duas direções cartesianas. Jensen et al. (1999) e Altintas (2001) incluíram a direção axial da ferramenta nesta análise, desenvolvendo diagramas de lóbulos de estabilidade para três dimensões.

No caso da usinagem em paredes finas, assunto deste trabalho, as vibrações ocorrem principalmente na peça em função de sua rigidez ser muito menor do que a da ferramenta. O modelamento do *chatter* no fresamento de estruturas de paredes finas tem sido estudado por vários autores. Izamshad et al. (2012) desenvolveram um método de previsão do *chatter* para o processo de fresamento tangencial de peças delgadas monolíticas na indústria aeronáutica. Budak et al. (1998) desenvolveram, entre outros, um modelo para o fresamento periférico de uma placa fina flexível engastada. Henninger et al. (2008) investigou a estabilidade dinâmica do fresamento tangencial de uma viga flexível engastada que inclui as alterações dinâmicas em função da retirada de material. Alan et al. (2010), Alan et al. (2012) e Thevenot et al. (2006) também desenvolveram pesquisas de fresamento em estruturas de parede fina considerando as variações do comportamento dinâmico da peça em razão das modificações estruturais.

Davies et al. (2000) apontam que a modelagem do *chatter* se torna ainda mais complexa em operações de fresamento periférico de estruturas delgadas com pequena imersão, que produz oscilações em consequência do engajamento intermitente. Gradisek et al. (2005) indicam que, quando a profundidade de corte radial é pequena, o engajamento dos dentes da fresa se torna interrupto, criando novas regiões de estabilidade.

Mañé et al. (2007) também desenvolveu um procedimento para o fresamento tangencial de estruturas de paredes finas considerando a alteração do comportamento dinâmico da peça em função da posição da ferramenta e regulando a velocidade de rotação do eixo árvore durante a

usinagem para evitar a ocorrência do *chatter*. Seguy et al. (2008) e Campa et al. (2007) incluíram em seus trabalhos a variação do comportamento dinâmico de uma peça com paredes e base finas durante o processo de fresamento tangencial e investigaram a alteração da estabilidade do processo em função da alteração do caminho percorrido pela ferramenta. Le Lan et al. (2006) produziram diagramas de lóbulos de estabilidade para o fresamento de faceamento de paredes finas de blocos de motores para a indústria automotiva, onde a máxima profundidade de corte possível, sem a ocorrência do *chatter*, é um requisito muito importante na fase de planejamento do processo.

De acordo com Tang et al. (2009), com o desenvolvimento da tecnologia de corte de alta velocidade, muitas partes de aviões são compostas por componentes monolíticos para formar nervuras e placas finas. Devido à ampla área e baixa rigidez, o fresamento de placa finas em condições de alta remoção de material, normalmente executado em processos de fresamento de topo, leva a vários problemas estáticos e dinâmicos, sendo o principal problema dinâmico a vibração autoexcitada ou vibração tipo *chatter*, ou ainda, vibração regenerativa.

Ainda segundo Tang et al. (2009), devido à vibração do tipo *chatter*, a espessura de usinagem muda com o tempo, o que induz uma força de corte dinâmica. Portanto, a vibração do tipo *chatter* é uma das maiores limitações para aumentar a produtividade e qualidade de peças, mesmo para máquinas de fresamento de alta velocidade e alta precisão.

Em relação ao fresamento frontal ou de topo, a literatura ainda é muito escassa. Shamoto et al. (2010), um dos poucos pesquisadores a estudar este tipo de processo, investigou a estabilidade deste processo

em estruturas delgadas, fresadas simultaneamente por duas ferramentas de corte opostas.

Assim, a maioria das pesquisas citadas até agora tratam somente do fresamento tangencial de estruturas com paredes finas a altas velocidades de rotação. Este trabalho investiga a estabilidade do processo de fresamento frontal em centros de usinagem convencionais, com velocidades de rotação relativamente baixas, onde o processo de amortecimento causado pela fricção da face de folga da ferramenta na peça precisa ser incluído na modelagem, já que esse fenômeno permite o aumento da profundidade de corte sem a ocorrência de *chatter*.

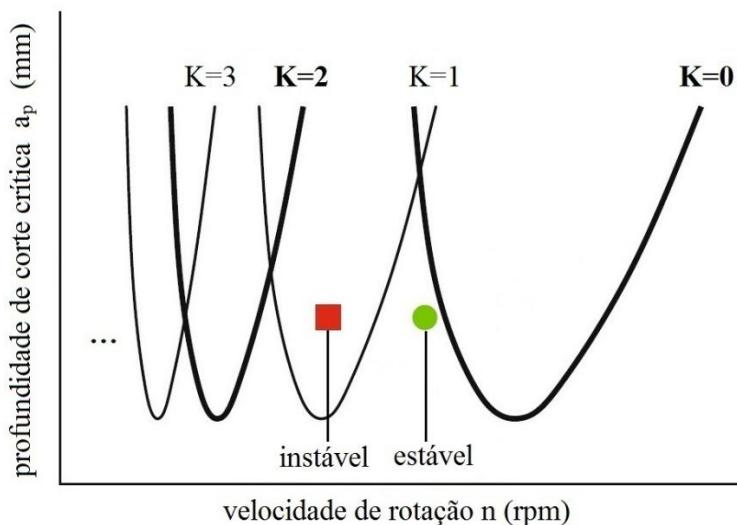
Propõe ainda a estabilidade de processos de fresamento frontal de placas finas engastadas a baixas velocidades, incluindo o processo de amortecimento, prevendo a ocorrência do *chatter* em função da posição da ferramenta e do efeito da variação das características dinâmicas da peça devido à remoção de material.

2.3 DIAGRAMA DE LÓBULOS DE ESTABILIDADE (DLE)

Na prática, de acordo com Grzesik (2008), a estabilidade do sistema de usinagem em relação ao *chatter* pode ser representada graficamente na forma de um diagrama específico chamado de Diagrama de Lóbulos de Estabilidade (DLE). Este diagrama (Figura 9) delimita as regiões de estabilidade (usinagem sem *chatter*) e instabilidade (usinagem com *chatter*) em função dos parâmetros profundidade de corte crítica (a_p) e velocidade de rotação (n) para um

número inteiro K de ondas de vibração impressas na superfície usinada em uma revolução.

Figura 09 – Diagrama de Lóbulos de Estabilidade ($a_p \times n$)



Fonte: adaptado de (SCHMITZ et al., 2008).

Para o fresamento, especialmente em altas velocidades de corte, observa-se um espaçamento maior entre as curvas, permitindo que profundidades de corte maiores sejam utilizadas sem a ocorrência do *chatter*, resultando numa taxa de remoção de material maior. Na Figura 9, observa-se que o ponto marcado com um círculo na região de estabilidade do DLE apresenta uma taxa de remoção de material superior ao ponto marcado com um quadrado na região de instabilidade do DLE, mesmo apresentando parâmetros de corte teoricamente mais severos. Dessa forma, se a operação de usinagem tem um DLE, é possível escolher adequadamente condições de corte estáveis que evitem

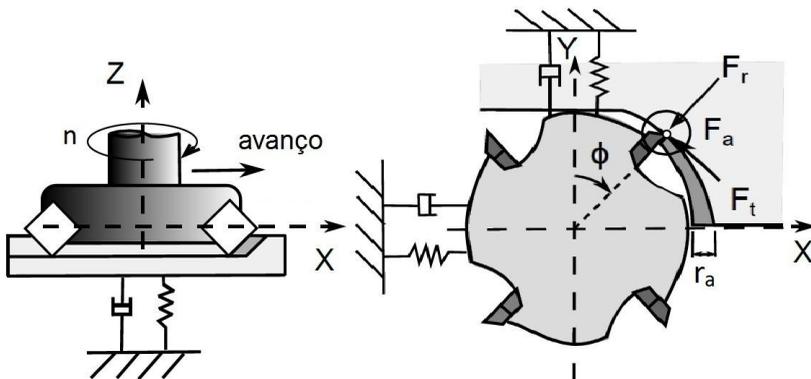
o *chatter* e, ao mesmo tempo, aumentem a produtividade (SCHMITZ et al., 2008).

O método analítico de previsão do *chatter* no fresamento através dos DLE foi apresentado por Altintas et al. (1995) baseado na média das séries de Fourier dos coeficientes dinâmicos de fresamento.

2.4 MODELO DINÂMICO DO FRESAMENTO COM AMORTECIMENTO

A partir do modelo do mecanismo do *chatter* no fresamento, desenvolvido por Altintas (2000) para 2 GDL (Figura 8), pode-se desenvolver a modelagem deste mecanismo para 3 GDL e incluir o efeito do amortecimento do processo. A Figura 10 ilustra a representação de um processo de fresamento para 3 GDL, onde a ferramenta de corte gira em torno do eixo z com rotação n e se move na direção x , removendo material com a razão de avanço r_a .

Figura 10 – Mecanismo do *chatter* no fresamento para 3 GDL



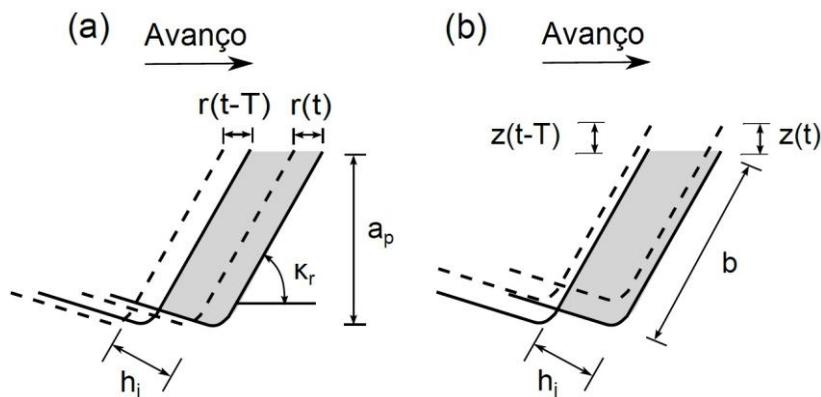
Fonte: (CRICHIGNO, 2016).

De acordo com Crichigno et al. (2016), as forças de corte atuando em cada dente da ferramenta podem ser atribuídas ao mecanismo de corte de metal, normalmente consideradas proporcionais à área do cavaco, e às forças devido ao processo de amortecimento, geradas pelo material plasticamente deformado pelo ângulo de saída do cavaco. Dessa forma, as forças de corte atuando no dente j podem ser escritas como

$$F_j(t) = K \cdot b \cdot h_j(t) + C \cdot b \cdot \frac{v_j(t)}{v_c}, \quad (2)$$

onde K é o coeficiente da força de corte, b é a largura de corte, $h_j(t)$ é a espessura dinâmica do cavaco, C é o coeficiente de amortecimento do processo, $v_j(t)$ é a velocidade de vibração e v_c é a velocidade de corte.

Figura 11 – Variação da espessura do cavaco com a vibração nas direções radial (a) e axial (b)



Fonte: (CRICHIGNO, 2016).

A partir da Figura 11, que ilustra o mecanismo de formação da espessura dinâmica do cavaco, modulada pela vibração no tempo atual t

e pela vibração causada pelo dente anterior no tempo $(t - T)$, pode-se determinar a espessura dinâmica do cavaco como sendo

$$h_j(t) = c. \sin \kappa_r . \sin \phi_j + \left(\vartheta_j(t) - \vartheta_j(t - T) \right), \quad (3)$$

onde κ_r é o ângulo de inclinação, $c. \sin \kappa_r . \sin \phi_j$ é a parte estática da espessura do cavaco, $\vartheta_j(t)$ e $\vartheta_j(t - T)$ são, respectivamente, os deslocamentos devido à vibração entre a peça e a ferramenta na passagem do dente atual e anterior, medidos na direção da espessura do cavaco; e ϕ_j é o ângulo de imersão do dente j .

Escrevendo o deslocamento dinâmico $\vartheta_j(t)$ em função da posição da aresta de corte nas direções radial $r_j(t)$ e axial $z_j(t)$, tem-se

$$\vartheta_j(t) = \{r_j(t). \sin(\kappa_r) \quad z_j(t). \cos(\kappa_r)\}^T. \quad (4)$$

Derivando a equação (4) no tempo, obtém-se a velocidade dinâmica como sendo

$$\dot{\vartheta}_j(t) = v_j(t) = \{\dot{r}_j(t). \sin(\kappa_r) \quad \dot{z}_j(t). \cos(\kappa_r)\}^T. \quad (5)$$

Como o termo relativo à espessura estática do cavaco da equação (3) não contribui com o mecanismo regenerativo do *chatter*, ele pode ser eliminado.

Assim, fazendo $\Delta r_j(t) = r_j(t - T) - r_j(t)$ e $\Delta z_j(t) = z_j(t - T) - z_j(t)$, as equações das forças dinâmicas de corte nas direções tangencial, radial e axial em função do ângulo de imersão ϕ_j e o dente j são

$$\begin{cases} F_{tj}(t) = K_t \cdot b \cdot \Delta r_j(t) \cdot \sin(\kappa_r) + C_t \cdot b \cdot \frac{\dot{r}_j(t) \cdot \sin(\kappa_r)}{v_c} \\ F_{rj}(t) = K_r \cdot b \cdot \Delta r_j(t) \cdot \sin(\kappa_r) + C_n \cdot b \cdot \frac{\dot{r}_j(t) \cdot \sin(\kappa_r)}{v_c}, \\ F_{aj}(t) = K_a \cdot b \cdot \Delta r_j(t) \cdot \cos(\kappa_r) + C_n \cdot b \cdot \frac{\dot{z}_j(t) \cdot \cos(\kappa_r)}{v_c} \end{cases}, \quad (6)$$

onde C_t e C_n são os coeficientes de amortecimento do processo nas direções tangencial e normal da aresta de corte.

Projetando as equações das forças de (6) nas direções x , y e z , obtém-se

$$\mathbf{F}_{tj}(t) = \begin{Bmatrix} F_{xj}(t) \\ F_{yj}(t) \\ F_{zj}(t) \end{Bmatrix} = \mathbf{T}_{xyz_j}(t) \cdot \begin{Bmatrix} F_{tj}(t) \\ F_{rj}(t) \\ F_{aj}(t) \end{Bmatrix} \cdot g_j, \quad (7)$$

onde $\mathbf{T}_{xyz_j}(t)$ é a matriz de transformação das direções e g_j é a função que determina se o dente está em corte ou não, dada por

$$\left. \begin{aligned} g(\phi_j) &= 1 \leftarrow \phi_s < \phi_j < \phi_e \\ g(\phi_j) &= 0 \leftarrow \phi_j < \phi_s \text{ or } \phi_j > \phi_e \end{aligned} \right\}. \quad (8)$$

onde ϕ_s e ϕ_e são, respectivamente, os ângulos de imersão de entrada e saída da ferramenta.

Substituindo as equações (7) e (8) em (6), onde $\mathbf{K} = \{K_t, K_r, K_a\}^T$, $\mathbf{C} = \{C_t, C_n, C_n\}^T$, $\mathbf{R} = [\sin(\kappa_r) \sin(\kappa_r) \cos(\kappa_r)]$, $\Delta \mathbf{p}_j(t) = \{\Delta r_j(t) \Delta r_j(t) \Delta z_j(t)\}$ e $\dot{\mathbf{p}}_j(t) = \{\dot{r}_j(t) \dot{r}_j(t) \dot{z}_j(t)\}$, tem-se

$$\mathbf{F}_j(t) = \left(b \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{R} \cdot \Delta \mathbf{p}_j(t) + b \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{R} \cdot \frac{\dot{\mathbf{p}}_j(t)}{v_c} \right) \cdot \left(\mathbf{T}_{xyz_j}(t) \cdot g_j \right), \quad (9)$$

que pode ser convenientemente simplificada para

$$\mathbf{F}_j(t) = b. \mathbf{A}_j(t). \Delta p_j(t) + b. \mathbf{B}_j(t). \frac{\dot{\mathbf{p}}_j(t)}{v_c}, \quad (10)$$

onde $\mathbf{A}_j(t) = \mathbf{K} \cdot \mathbf{R} \cdot \mathbf{T}_{xyz_j}(t) \cdot \mathbf{g}_j$ e $\mathbf{B}_j(t) = \mathbf{C} \cdot \mathbf{R} \cdot \mathbf{T}_{xyz_j}(t) \cdot \mathbf{g}_j$ são os coeficientes direcionais, que são periódicos com a frequência de passagem dos dentes $\omega = N \cdot n$, onde N é o número de dentes da ferramenta e n a rotação do eixo-árvore, e determinam o carregamento instantâneo no cavaco e as direções das forças de fresamento. Estes termos podem ser expressos na forma expandida da série de Fourier como

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_j(t) &= \sum_{-\infty}^{+\infty} \mathbf{A}_{rj} \cdot e^{ir\omega t} \Rightarrow \mathbf{A}_{rj} = \frac{1}{T} \int_0^T \mathbf{A}_j(t) \cdot e^{-ir\omega t} dt \\ \mathbf{B}_j(t) &= \sum_{-\infty}^{+\infty} \mathbf{B}_{rj} \cdot e^{ir\omega t} \Rightarrow \mathbf{B}_{rj} = \frac{1}{T} \int_0^T \mathbf{B}_j(t) \cdot e^{-ir\omega t} dt \end{aligned} \quad (11)$$

Retendo somente o primeiro termo da expansão da série de Fourier ($r = 0$), obtém-se uma solução de ordem zero que, segundo Altintas (2000), possui boa precisão na previsão de estabilidade para a maioria das operações de fresamento. Assim, reescrevendo as equações (11) para ($r = 0$) no domínio angular, tem-se

$$\bar{\mathbf{A}}_{0j} = \frac{1}{\phi_p} \int_{\phi_e}^{\phi_s} \mathbf{A}_{0j}(\phi) d\phi \quad e \quad \bar{\mathbf{B}}_{0j} = \frac{1}{\phi_p} \int_{\phi_e}^{\phi_s} \mathbf{B}_{0j}(\phi) d\phi, \quad (12)$$

onde ϕ_s e ϕ_e são, na ordem, os ângulos de imersão inicial e final e $\phi_p = 2 \cdot \pi / N$ é o ângulo de passo da fresa.

Substituindo os coeficientes direcionais médios obtidos de (12) na equação (10), as forças dinâmicas, no domínio de Laplace, são dadas por

$$\mathbf{F}_j(s) = b \cdot \bar{\mathbf{A}}_{oj} \cdot (1 - e^{-isT}) \cdot \mathbf{p}_j(s) + is \cdot \frac{b}{v_c} \cdot \mathbf{B}_{oj} \cdot \mathbf{p}_j(s), \quad (13)$$

onde o vetor de deslocamentos dinâmicos $\mathbf{p}_j(s)$ da aresta de corte j pode ser escrito como a somatória das contribuições das forças dinâmicas de corte $F_n(s)$ atuando na aresta de corte j , ou

$$\mathbf{p}_j(s) = [H_{j1}(s) \dots H_{jj}(s) \dots H_{jn}(s)] \cdot \begin{Bmatrix} F_1(s) \\ \vdots \\ F_j(s) \\ \vdots \\ F_n(s) \end{Bmatrix}, \quad (14)$$

sendo $H_{jn}(s)$ a função transferência entre a força aplicada no nó j e o deslocamento resultante no nó n , que, segundo Maia et al. (1997), pode ser expressa como

$$H_{ij}(s) = \sum_{r=1}^N \frac{\boldsymbol{\phi}_{ir} \cdot \boldsymbol{\phi}_{jr}^T}{\omega_n^2 - s^2 + i\xi_r \omega_n^2}, \quad (15)$$

onde $\{\boldsymbol{\phi}_r\}$ são os autovetores, ω_n são as frequências naturais e ξ_r são os coeficientes de amortecimento do r -ésimo modo de vibração r .

Analisando a estabilidade do sistema no domínio da frequência $s = i\omega$ para o processo criticamente estável na frequência *chatter* ω_c , considerando as forças de corte atuando em todos os dentes $\mathbf{F}(s) = \{F_1(s) \dots F_j(s) \dots F_n(s)\}^T$ e substituindo $\mathbf{p}(s) = \mathbf{H}(s) \cdot \mathbf{F}(s)$ na equação (31), obtém-se a seguinte equação característica na forma matricial

$$\det \left[\mathbf{I} - b \cdot (1 - e^{-\omega_c T}) \cdot \bar{\mathbf{A}}_0 \cdot \mathbf{H}(i\omega_c) \cdot \left[\mathbf{I} + \dots - i\omega_c \cdot \frac{b}{v_c} \cdot \bar{\mathbf{B}}_0 \cdot \mathbf{H}(i\omega_c) \right]^{-1} \right] = 0 \quad (16)$$

onde \mathbf{I} é a matriz identidade de dimensão $n \times n$.

Na equação anterior, observa-se que o termo do amortecimento do processo é dependente da velocidade de corte e não pode ser diretamente solucionado. A proposta apresentada por Jin (2009) propõe uma solução inicial negligenciando este termo e reduzindo a equação (16) para o problema de estabilidade clássico de ordem zero solucionado por Altintas et al. (1997). Dessa forma, obtém-se a equação característica

$$\det[\mathbf{I} + \mathbf{\Lambda} \cdot \bar{\mathbf{A}}_0 \cdot \mathbf{H}(i\omega_c)] = 0, \quad (17)$$

cujos autovalores $\mathbf{\Lambda}$, formados por partes real e imaginária ($\mathbf{\Lambda} = \Lambda_R + i\Lambda_I$), são solucionados para a frequência *chatter* ω_c e possibilitam o cálculo do comprimento da aresta de contato b e a rotação correspondente n como

$$b = -\frac{2\pi \cdot \Lambda_R}{N} \cdot \left[1 + \left(\frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} \right)^2 \right] e \quad T = \frac{\epsilon + 2 \cdot K \cdot \pi}{\omega_c}, \quad (18)$$

onde ϵ é o deslocamento de fase entre as marcas de vibração do passe presente e anterior e K é um número inteiro que representa o número de ondas de vibração impressas na superfície usinada em uma revolução.

Após a solução clássica, Jin (1997) utiliza os valores estimados para atribuir valores numéricos para o coeficiente de amortecimento do processo para a mesma frequência *chatter* ω_c por meio das equações

$$C_0 = \left[\mathbf{I} - i\omega_c \cdot \frac{b}{v_c} \cdot \bar{\mathbf{B}}_0 \cdot \mathbf{H}(i\omega_c) \right] \quad e \quad v_c = \frac{\pi \cdot D}{N \cdot T} \quad (19)$$

Dessa forma, a equação (17) passa a ter o termo contendo o coeficiente de amortecimento do processo C_0 e é reescrita como

$$\det[\mathbf{I} + \mathbf{\Lambda} \cdot C_0 \cdot \bar{\mathbf{A}}_0 \cdot \mathbf{H}(i\omega_c)] = 0. \quad (20)$$

Seguindo este processo, os novos autovalores calculados a partir de (20) são substituídos na equação (18), obtendo-se novos valores para o comprimento de contato da aresta de corte b e período de passagem dos dentes T , prosseguindo nas iterações até que estes parâmetros convirjam para valores constantes dentro de uma tolerância preestabelecida.

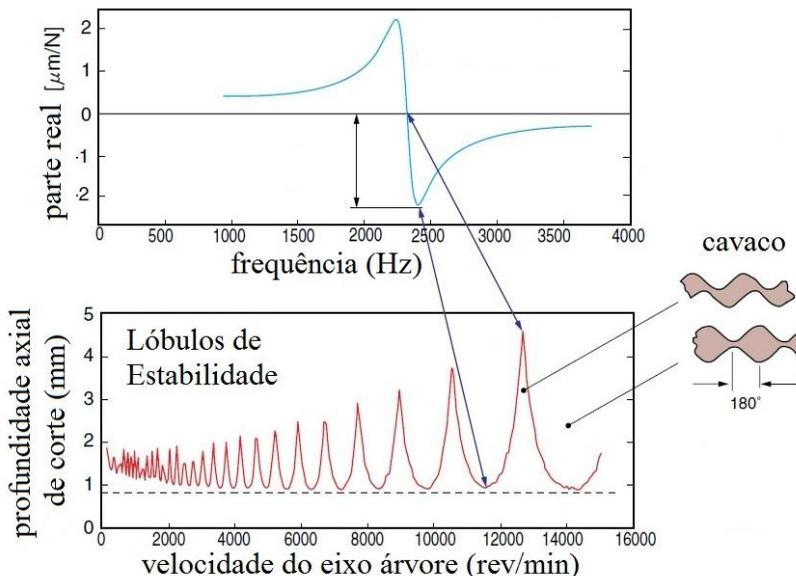
Então, finalmente, a profundidade de corte a_p é calculada como

$$a_p = b \cdot \sin(\kappa_r). \quad (21)$$

Como b é uma grandeza física necessariamente positiva, observa-se que a solução da equação (18) ocorre somente para valores negativos da parte real da função de transferência, indicando, dessa forma, as faixas possíveis de frequência onde a vibração do tipo *chatter* pode ocorrer (Figura 12).

É interessante notar que o pior caso ocorre na espessura mínima do cavaco e é obtido quando a defasagem entre as fases de uma revolução para a próxima estão exatamente na máxima defasagem, ou $\epsilon = 180^\circ$. E o maior valor para a profundidade crítica de corte acontece quando $\epsilon = 360^\circ$, onde ocorre a vibração da revolução atual e a próxima em fase.

Figura 12 – Construção do Diagrama de Lóbulos de Estabilidade



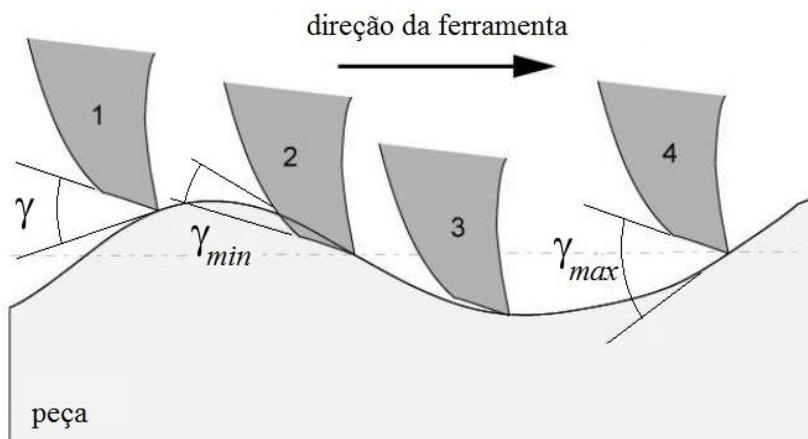
Fonte: adaptado de (MORIWAKI, 2006).

O amortecimento do processo deve ser modelado em operações de usinagem a baixas velocidades de corte a fim de permitir a construção mais precisa do DLE e a consequente previsão da vibração do tipo *chatter*.

Segundo Altintas et al. (2004), a influência do amortecimento na vibração do tipo *chatter* ocorre quando o ângulo de folga da ferramenta (γ) torna-se zero ou negativo (Figura 13) e a superfície de folga da ferramenta é então friccionada contra as ondas de vibração causando forças de fricção contra a direção do movimento e, conseqüentemente, um amortecimento que atenua as vibrações do tipo

chatter, efeito que é mais efetivo quando a velocidade de rotação é baixa em relação à frequência da vibração do tipo *chatter*.

Figura 13 – Mecanismo do processo de amortecimento na dinâmica de corte



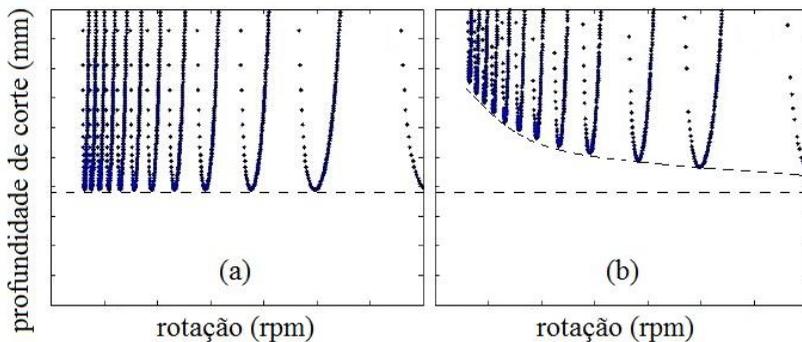
Fonte: adaptado de (ALTINTAS et al., 2004).

Na Figura 14, pode-se observar o efeito do amortecimento no DLE. Sem a modelagem do amortecimento (Figura 14a), as profundidades de corte críticas de *chatter* são menores que no DLE construído com a modelagem do amortecimento incluída (Figura 14b), retratando o efeito da vibração *chatter* de forma mais condizente com os resultados práticos encontrados nos experimentos realizados sobre o assunto. Isso significa que o processo de amortecimento contribui para uma amenização do efeito da vibração *chatter*.

Para Wu (1988), o ângulo de folga da ferramenta tem um forte efeito de amortecimento no processo de usinagem devido ao contato efetivo entre a peça e a região da ponta da ferramenta, que inclui a aresta de corte da ferramenta e superfícies adjacentes. Sua abordagem

relaciona a força específica de indentação, ou seja, a força específica para a penetração da ferramenta na peça, com a profundidade da camada afetada pela deformação plástica e com o volume de material removido.

Figura 14 – DLE modelado sem amortecimento (a) e com amortecimento (b)



Fonte: adaptado de (PEIXOTO, 2013).

De acordo com a abordagem de Wu (1988), a força, devido ao amortecimento na direção normal da aresta de corte, é modelada de forma proporcional ao volume de material comprimido, dada por

$$F_{dn} = K_{sp} \cdot V = K_{sp} \cdot S \cdot b, \quad (22)$$

onde K_{sp} é a força de indentação específica, S é a área da secção transversal do material comprimido e b o comprimento de corte.

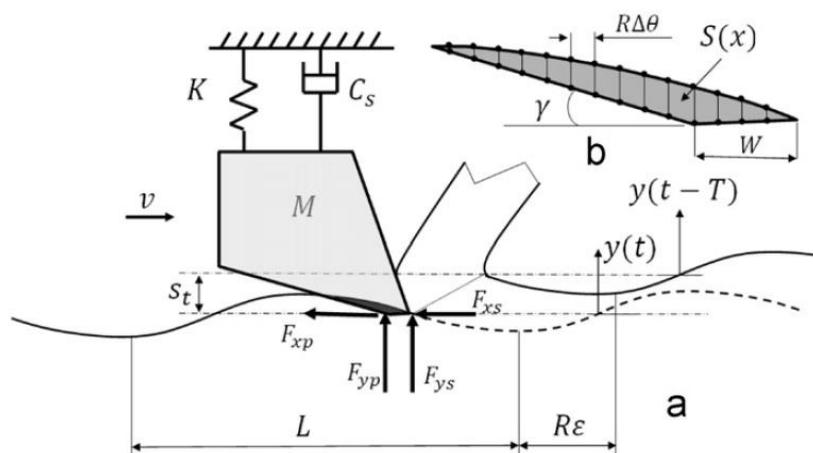
O coeficiente K_{sp} é estimado como a força necessária para um indentador cilíndrico penetrar na superfície de um determinado material

$$K_{sp} = \frac{E}{1,29 \cdot \rho \cdot (1 - 2 \cdot \nu)} \quad (23)$$

onde E é o módulo de Young, ν é o coeficiente de Poisson e ρ é um parâmetro que representa a magnitude da zona de deformação plástica da superfície da peça em função da remoção de material.

No procedimento de simulação das forças de amortecimento do processo, nas equações (22) e (23), a área de indentação deve ser calculada para cada iteração e, para conseguir resultados mais acurados, a resolução da discretização da área S deve ser elevada, resultando num número substancial de ciclos necessários no procedimento de cálculo, aumentando seu custo computacional.

Figura 15 – Modelo de amortecimento do processo (a) e área de indentação (b).



Fonte: (AHMADI, 2011).

Para contornar este problema, Ahmadi et al. (2011) propuseram um modelo que substitui o amortecimento não linear por um modelo de amortecimento viscoso aplicado diretamente no domínio da frequência (Figura 15). Assim, a força de amortecimento normal é calculada como

$$F_{dn}(t) \approx C_{eq} \cdot \dot{p}(t) \approx \left(\frac{K_{sp} \cdot b \cdot C_d}{v_c} \right) \cdot \dot{p}(t), \quad (24)$$

onde C_d é uma constante do amortecimento do processo, determinado a partir de parâmetros geométricos da ferramenta e ondulação da superfície.

Ahmadi et al. (2011) também consideram a constante de amortecimento do processo C_d como uma função de uma dada marca de desgaste da ferramenta W , definindo o parâmetro C_d como

$$C_d = 0,25 \cdot W^2. \quad (25)$$

Substituindo (25) em (24), obtém-se então

$$C_{eq} = \frac{K_{sp} \cdot b \cdot W^2}{4v_c}, \quad (26)$$

onde o coeficiente C_{eq} é válido para pequenas amplitudes de vibração.

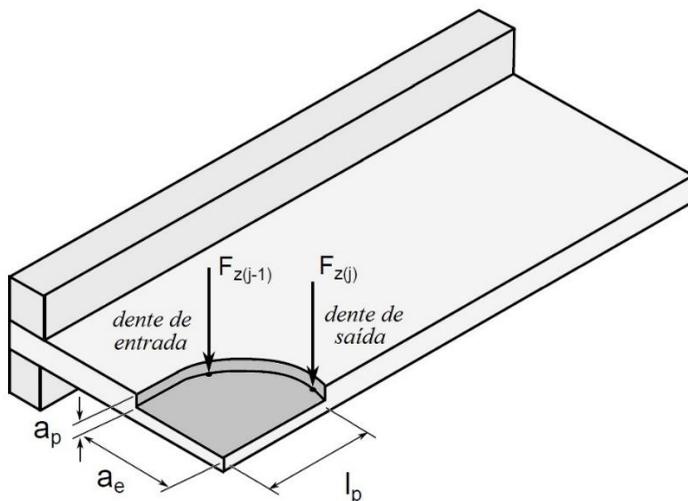
Com esse processo de cálculo do amortecimento, a equação (26) é inserida na equação (10), considerando $C_n = C_{eq}$ e $C_t = \mu \cdot C_n$, onde μ é o coeficiente de fricção de Coulomb.

Em relação à dinâmica da usinagem, devido ao fato da rigidez da ferramenta ser muito maior do que da placa usinada, a análise de estabilidade é realizada considerando somente a dinâmica da placa. Além disso, a placa é mais flexível na direção z e, portanto, os coeficientes direcionais no restante das direções são desconsiderados.

Observando a Figura 16, que ilustra a representação do fresamento de uma placa fina, e considerando o diâmetro da ferramenta e o comprimento radial de corte utilizados nos experimentos, a pior

situação no processo de estabilidade ocorre quando dois dentes estão engajados, um na entrada e outro na saída do corte. Portanto, a FRF da placa é mensurada considerando as posições de engajamento dos dentes.

Figura 16 – Representação esquemática da placa e aplicação das forças de corte



Fonte: adaptado de (CRICHIGNO, 2016).

De acordo com Le Lan et al. (2006), a dinâmica de cada ponto da placa excitado por cada dente engajado no corte e a interação entre eles devem ser consideradas no cálculo, resultando na seguinte função de transferência

$$\mathbf{H}(\omega) = \mathbf{H}_{zz}(\omega) = \begin{bmatrix} h_{11}(\omega) & h_{12}(\omega) \\ h_{21}(\omega) & h_{22}(\omega) \end{bmatrix}, \quad (27)$$

e nos seguintes coeficientes direcionais

$$\bar{\mathbf{A}}_0 = \alpha_{zz} = -K_a \cdot \cos \kappa_r \cdot (\phi_e - \phi_s) \quad (28)$$

e

$$\bar{\mathbf{B}}_0 = \beta_{zz} = -C_a \cdot \cos \kappa_r \cdot (\phi_e - \phi_s).$$

Concluindo o modelo dinâmico do fresamento com amortecimento, a função de transferência direcional é determinada pela multiplicação da função transferência pelo coeficiente direcional em cada nó, resultando em

$$\bar{\mathbf{A}}_0 \cdot \mathbf{H}(\omega) = \alpha_{zz} \cdot \mathbf{H}_{zz}(\omega)$$

e

$$\bar{\mathbf{B}}_0 \cdot \mathbf{H}(\omega) = \beta_{zz} \cdot \mathbf{H}_{zz}(\omega).$$

(29)

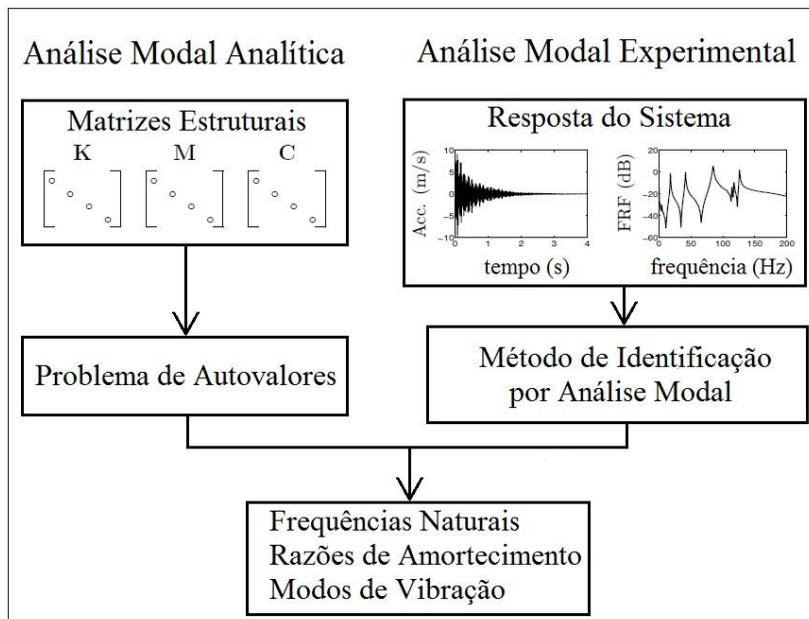
2.5 ANÁLISE MODAL

Segundo Nóbrega (1997), a análise modal é um processo de determinação das características dinâmicas inerentes de um determinado sistema. Estas características podem ser utilizadas para formular um modelo matemático do comportamento dinâmico deste sistema, denominados parâmetros modais, que são, normalmente, as frequências e formas naturais de vibração e os fatores de amortecimento.

A análise modal é o estudo das características dinâmicas de um sistema definidas independentemente dos carregamentos aplicados a ele e de suas respostas a estes carregamentos (AVITABLE, 2001).

A análise modal pode ser analítica ou experimental (Figura 17). O primeiro método assume o conhecimento das matrizes estruturais do sistema: matriz de massa \mathbf{M} , matriz de rigidez \mathbf{K} e matriz de amortecimento \mathbf{C} e consiste na resolução de um problema de autovalores e autovetores.

Figura 17 – Análise modal analítica e experimental



Fonte: adaptado de (KERSCHEN et al., 2011).

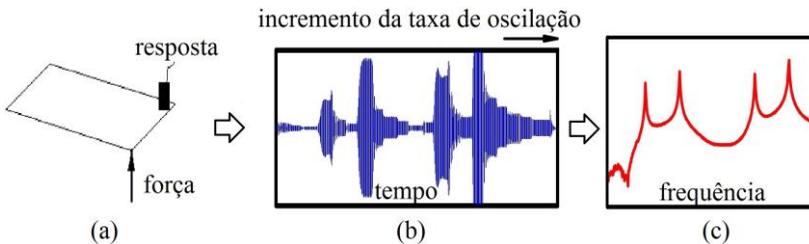
O segundo método explora a resposta do sistema e envolve técnicas de identificação modal para o cálculo dos parâmetros modais (KERSCHEN et al., 2011). Com o notável avanço das técnicas de análise pelo Método dos Elementos Finitos (MEF) e da capacidade dos computadores, a aplicabilidade da análise modal analítica aumentou significativamente e, nos dias atuais, praticamente qualquer estrutura pode ser estudada com esta abordagem. Por outro lado, houve também um grande desenvolvimento da tecnologia dos equipamentos de aquisição e processamento de dados, resultando num significativo aumento da opção experimental da análise modal (NÓBREGA, 1997).

2.5.1 Análise Modal Experimental

De acordo com Nóbrega (1997), a base teórica da análise modal experimental tem como objetivo a determinação de uma relação – em função da frequência da excitação – entre esta excitação imposta e a resposta vibratória do sistema (Figura 18). Esta relação é denominada Função de Resposta em Frequência (FRF).

Realizando-se este processo para diferentes pontos de excitação e resposta, obtém-se um conjunto de FRFs que descrevem o comportamento dinâmico do sistema. Com este conjunto de FRFs, por meio de algoritmos específicos, identificam-se os parâmetros modais da estrutura.

Figura 18 – Análise modal experimental: (a) excitação e medição da resposta; (b) incremento da taxa de oscilação e (c) função resposta em frequência



Fonte: adaptado de (AVITABILE, 2001).

Assim, na análise modal experimental, uma excitação na forma de uma força harmônica é aplicada num ponto da estrutura e a resposta do mesmo ou de outro ponto é coletada, normalmente, por um acelerômetro (Figura 18a).

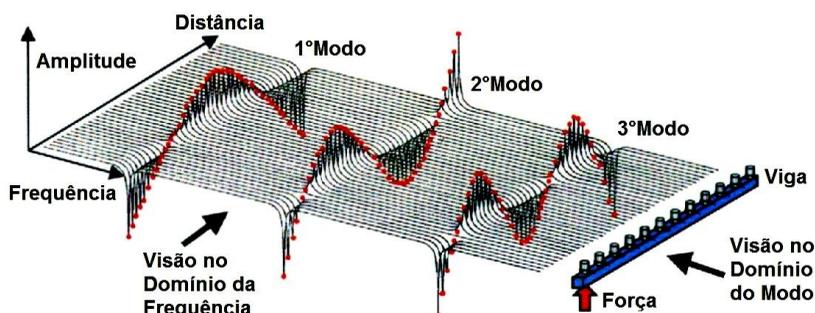
Variando-se a frequência de aplicação da força, gera-se um gráfico no domínio do tempo como o da Figura 18b, onde a amplitude

da resposta varia com a variação da frequência da força. Observa-se a partir da Figura 18b que essa amplitude aumenta ou diminui à medida que a frequência da força se aproxima ou se distancia, respectivamente, das frequências de ressonância do sistema, visualizadas nos picos de amplitude do gráfico no domínio do tempo.

Aplicando-se a Transformada Rápida de Fourier (FFT – Fast Fourier Transform) na entrada e saída, obtém-se o gráfico da variação da amplitude no domínio da frequência, dividindo-se a FFT da saída pela da entrada, (Figura 18c), onde podem-se avaliar picos de amplitude e determinar as frequências de ressonância do sistema mais facilmente.

Este gráfico representa a Função Resposta em Frequência (FRF) do sistema e, como é complexa, possui componentes reais e imaginários. Fazendo-se as medições das respostas em vários pontos ao longo da estrutura, pode-se, por meio da análise da parte imaginária das FRFs, descrever os modos de vibração da estrutura, isto é, a forma como a estrutura vibra em cada uma das frequências naturais.

Figura 19 – Modos de vibração



Fonte: (BRUEL & KJAER, 2001).

Na Figura 19 é possível verificar, com a visão no domínio do modo, como a peça vibra naturalmente nos três primeiros modos de vibração e, com a visão no domínio da frequência, quais são os valores das frequências destes três primeiros modos de vibração.

Uma vez obtidos experimentalmente os gráficos das partes real e imaginária da FRF, podem-se determinar os parâmetros modais da estrutura utilizando, por exemplo, o método “peak-picking”. Este método apresenta bons resultados quando as frequências do sistema estão bem espaçadas.

2.5.1.1 Função Resposta em Frequência (FRF)

Para um sistema vibratório linear, a FRF oferece uma relação entre uma entrada de força e uma saída de deslocamento com informações sobre a magnitude e a fase da resposta de regime permanente como função da frequência de excitação (BALACHANDRAN et al., 2011).

Para o caso de uma estrutura discretizada em 1 GDL, sujeita à excitação de uma força externa $F(t)$, o comportamento dinâmico dessa estrutura é dado pela equação diferencial de 2ª ordem

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t), \quad (30)$$

onde m , c e k são, respectivamente, a massa, o amortecimento e a rigidez do sistema; $\ddot{x}(t)$, $\dot{x}(t)$ e $x(t)$ são, nessa ordem, a aceleração, a velocidade e o deslocamento.

Aplicando a Transformada de Laplace aos dois lados da equação (30), tem-se

$$\mathcal{L}[m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t)] = \mathcal{L}[F(t)]. \quad (31)$$

Desenvolvendo a equação (31) e aplicando as condições iniciais $\dot{x}(0) = x(0) = 0$, tem-se

$$(ms^2 + cs + k)X(s) = F(s). \quad (32)$$

onde $s = i\omega$ é a variável auxiliar no domínio de Laplace e a equação (32) é então uma função complexa no domínio da frequência e pode ser reescrita na seguinte forma simplificada

$$H(s)X(s) = F(s), \quad (33)$$

onde $X(s)$ e $F(s)$ são, na ordem, as transformadas de Laplace da resposta e excitação do sistema e $H(s)$ é a FRF do sistema, que relaciona a saída com a entrada do sistema, que no domínio de Laplace é

$$H(s) = \frac{1}{(ms^2 + cs + k)}, \quad (34)$$

e no domínio da frequência é

$$H(i\omega) = \frac{1}{(-m\omega^2 + ic\omega + k)}. \quad (35)$$

A FRF $H(i\omega)$ pode ser representada de três formas de acordo com a saída do sistema: receptância, quando a saída é o deslocamento x , mobilidade, quando a saída é a velocidade \dot{x} ou aceleração, quando a saída do sistema é a aceleração \ddot{x} .

A FRF também pode ser escrita normalizado a equação (34) pela massa, obtendo-se

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1/m}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2}. \quad (36)$$

Nos pontos onde ocorrem as frequências de ressonância, tem-se que $s = i\omega_n$, o que simplifica a equação (36) para

$$H(i\omega_n) = -\frac{R}{2\xi\omega_n^2}, \quad (37)$$

onde $R = 1/m$ é denominado resíduo.

2.5.1.2 Método Peak Picking

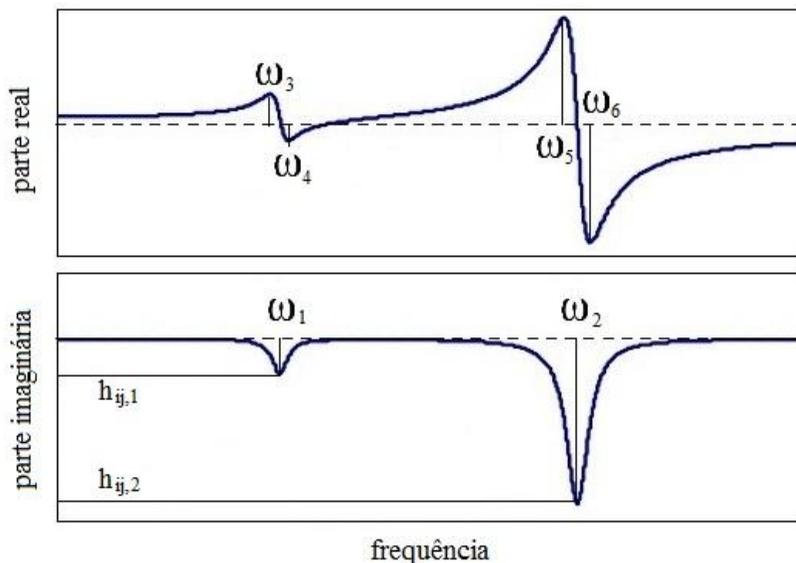
O método de identificação dos parâmetros modais “peak picking”, também chamado de método da meia-banda, é um dos mais simples para sistemas de 1 GDL e depende do cumprimento estrito da hipótese de 1 GDL. Ele utiliza os dados da FRF na vizinhança da ressonância (picos de frequência) como dados de um sistema de 1 GDL (HE et al., 2001). É extensível para sistemas de mais de 1 GDL desde que os picos estejam bem espaçados.

Devido à sua notável simplicidade, este método gera resultados em rápidas análises, porém, não é capaz de produzir dados modais muito precisos.

O primeiro passo do método consiste na identificação dos picos da FRF nas regiões de ressonância, determinando os valores das frequências, processo este que dá o nome ao método. No exemplo dado

pela Figura 20, são identificadas as frequências naturais ω_1 e ω_2 no gráfico da parte imaginária.

Figura 20 – Partes real e imaginária da FRF



Fonte: (SCHMITZ et al., 2008).

Assim, de acordo Schmitz et al. (2008), a partir da FRF de um sistema de 2 GDL ilustrado na Figura 20, podem-se determinar as razões de amortecimentos modais ξ_{q1} e ξ_{q2} como sendo

$$\xi_{q1} = \frac{\omega_4 - \omega_3}{2\omega_{n1}} \quad e \quad \xi_{q2} = \frac{\omega_6 - \omega_5}{2\omega_{n2}}, \quad (38)$$

e o resíduo R , determinando os valores de H a partir da parte imaginária da FRF, para $s = i\omega_n$, onde a parte real é zero, resultando na equação

$$R = -H(i\omega_n) \cdot 2\xi\omega_n^2 \quad (39)$$

2.5.1.3 Análise Modal Experimental para sistemas com múltiplos GDL

Normalmente, a análise modal experimental é realizada fixando o acelerômetro em um ponto e impactando os pontos restantes, de modo a obter uma relação entre a excitação e a resposta do sistema.

A matriz $\mathbf{H}(s)$ de um sistema com n GDL tem a dimensão $[n \times n]$ e é dada por

$$\mathbf{H}(s) = \begin{bmatrix} h_{11} & h_{12} & \dots & h_{1n} \\ h_{21} & h_{22} & \dots & h_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ h_{n1} & h_{n2} & \dots & h_{nn} \end{bmatrix}, \quad (40)$$

onde os elementos h_{il} são obtidos experimentalmente, o índice i indica o ponto de leitura e l , o ponto de excitação. Por exemplo, o elemento h_{12} , elemento da linha 1 e coluna 2 da matriz, indica que a leitura foi realizada com o acelerômetro acoplado no ponto 1 do sistema e a excitação realizada no ponto 2.

Uma vez determinados, por análise modal experimental, os parâmetros modais para cada modo \mathcal{K} , os elementos h_{il} são obtidos, segundo Altintas (2000), pela equação

$$h_{il} = \sum_{\mathcal{K}=1}^n \frac{\mathbf{R}_{\mathcal{K}}}{s^2 + 2\xi_{\mathcal{K}}\omega_{n,\mathcal{K}}s + \omega_{n,\mathcal{K}}^2}, \quad (41)$$

onde $\xi_{\mathcal{K}}$ e $\omega_{n,\mathcal{K}}$ são respectivamente o amortecimento e a frequência natural não amortecida para o respectivo modo \mathcal{K} e $\mathbf{R}_{\mathcal{K}}$ é a matriz dos resíduos, quadrada, dada por

$$\mathbf{R}_{\mathcal{K}} = \begin{bmatrix} u_1 u_1 & u_1 u_2 & \cdots & u_1 u_l & \cdots & u_1 u_n \\ u_2 u_1 & u_2 u_2 & \cdots & u_2 u_l & \cdots & u_2 u_n \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ u_l u_1 & u_l u_2 & \cdots & u_l u_l & \cdots & u_l u_n \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ u_n u_1 & u_n u_2 & \cdots & u_n u_l & \cdots & u_n u_n \end{bmatrix}_{\mathcal{K}}, \quad (42)$$

onde u_i são os autovetores normalizados pela massa.

Se uma determinada coluna ou linha l da matriz de resíduos $\mathbf{R}_{\mathcal{K}}$ é escolhida, tem-se

$$\begin{Bmatrix} R_{1l} \\ R_{2l} \\ \vdots \\ R_{ll} \\ \vdots \\ R_{nl} \end{Bmatrix}_{\mathcal{K}} = \begin{Bmatrix} u_1 u_l \\ u_2 u_l \\ \vdots \\ u_l u_l \\ \vdots \\ u_n u_l \end{Bmatrix}_{\mathcal{K}}. \quad (43)$$

Encontrando a primeira solução onde os pontos de excitação e medição coincidem, $u_l u_l$, é possível determinar todos os outros termos da matriz de resíduos para um determinado modo de vibração \mathcal{K} , partindo de uma única linha ou coluna como segue

$$\left. \begin{aligned} u_{l,\mathcal{K}} &= \sqrt{R_{ll,\mathcal{K}}} \\ u_{1,\mathcal{K}} &= \frac{R_{1l,\mathcal{K}}}{u_{l,\mathcal{K}}} \\ u_{2,\mathcal{K}} &= \frac{R_{2l,\mathcal{K}}}{u_{l,\mathcal{K}}} \\ &\vdots \\ u_{n,\mathcal{K}} &= \frac{R_{nl,\mathcal{K}}}{u_{l,\mathcal{K}}} \end{aligned} \right\}. \quad (44)$$

Executando este procedimento para todos os modos \mathcal{K} , constrói-se a matriz FRF completa da estrutura considerando múltiplos pontos de análise, isto é, múltiplos GDL.

2.5.2 Análise Modal Analítica

Na análise modal analítica, em razão da complexidade das estruturas, é utilizado o Método dos Elementos Finitos (MEF). O MEF é um poderoso método numérico para solucionar equações diferenciais para peças com geometria de alta complexidade por meio da discretização de estruturas complexas em subestruturas relativamente simples chamadas “elementos”. Estes elementos são conectados de uma certa maneira, as condições de fronteira e de carregamento são impostas e soluções aproximadas do problema são então calculadas (LU, 2013).

A análise modal utilizando um software de MEF pode ser dividida em três estágios: pré-processamento, processamento e pós-processamento. O estágio de pré-processamento inclui a definição do tipo do elemento, da malha do sistema, das propriedades de cada elemento e das condições de fronteira e carregamento. No processamento são realizados os cálculos dos parâmetros modais dos graus de liberdade do sistema e no pós-processamento são gerados gráficos para visualização dos dados calculados e do comportamento da estrutura.

Com o objetivo de reduzir a complexidade do cálculo, o MEF aproxima a forma da estrutura com um número finito de pequenos segmentos geométricos para os quais o cálculo já está padronizado.

Dessa forma, a estrutura contínua é discretizada em “elementos”, cada um deles contendo alguns “nós” e cada nó contendo alguns graus de liberdade (GDLs). Os GDLs podem ser qualquer unidade física que possa ser calculada em equações diferenciais.

Utiliza-se uma função de forma para interpolar os valores obtidos entre os nós, usualmente na forma de uma função polinomial. Assim, dada uma equação diferencial da forma

$$\zeta(u(x), u(\dot{x}), u(\ddot{x}), x) = 0, \quad (45)$$

onde a solução aproximada $u(x)$ pode ser representada pelo conjunto de GDLs nos nós como

$$\begin{aligned} u(x) \cong N_1(x)u_1(x) + N_2(x)u_2(x) + \dots \\ \dots + N_3(x)u_3(x) + \dots + N_n(x)u_n(x) = \sum_{i=1}^n N_i(x)u_i(x), \end{aligned} \quad (46)$$

onde $N_i(x)$ e $u_i(x)$ são, respectivamente, a função de forma e o GDL correspondente.

Então, as matrizes de massa \mathbf{M}_e e rigidez \mathbf{K}_e são calculadas para cada elemento como

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_e &= \int_V \mathbf{N}^T \rho \mathbf{N} dV \quad e \\ \mathbf{K}_e &= \int_V \mathbf{D}^T \mathbf{E}_e \mathbf{D} dV, \end{aligned} \quad (47)$$

onde $\mathbf{D} = \mathbf{L}\mathbf{N}$, onde \mathbf{L} é o operador diferencial, \mathbf{D} é a matriz das derivadas das funções de interpolação, \mathbf{N} é a matriz das funções de interpolação, \mathbf{E}_e é a relação constitutiva para o elemento e e ρ é a densidade do material.

Uma vez calculadas as matrizes de massa \mathbf{M}_e e rigidez \mathbf{K}_e para cada elemento, calculam-se as matrizes de massa e rigidez globais, \mathbf{M} e \mathbf{K} , respectivamente, como

$$\mathbf{M} = \bigcup_{e=1}^{ne} \mathbf{M}_e \quad e \quad \mathbf{K} = \bigcup_{e=1}^{ne} \mathbf{K}_e \quad (48)$$

onde ne é o número de elementos total da malha e \bigcup é um operador de sobreposição local-global (BATHE, 1996).

Por meio das matrizes globais de massa e rigidez estima-se o valor do amortecimento proporcional, ou de Rayleigh, como sendo

$$\mathbf{C} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K}, \quad (49)$$

onde α e β são constantes obtidas por meio da resolução do seguinte sistema de equações

$$\begin{cases} \alpha + \beta \omega_i^2 = 2\omega_i \xi_i \\ \alpha + \beta \omega_j^2 = 2\omega_j \xi_j \end{cases} \quad (50)$$

onde ω_i , ω_j , ξ_i e ξ_j são, respectivamente, as frequências naturais e fatores de amortecimento para os modos de vibração i e j .

Assim, com as matrizes de massa, rigidez e amortecimento, pode-se resolver a equação do movimento por meio do cálculo dos autovalores e autovetores, determinando assim as frequências naturais e modos de vibração.

2.6 MÉTODO DE AJUSTE DE MODELO (MAM)

Na análise de sistemas em engenharia, grande quantidade de trabalho tem sido investida no desenvolvimento de sofisticados

programas de modelagem computacional, cujo principal objetivo é construir modelos para prever a resposta de um sistema a determinadas perturbações e assim obter um projeto otimizado a partir destas alterações na configuração do sistema. Contudo, quando estes modelos são comparados com os dados experimentais, comumente o grau de correlação não é suficientemente aceitável para segui-lo com confiança (MOTTERSHEAD et al., 1993).

Segundo Heylen et al. (1987), o objetivo de um método de ajuste de modelo (MAM) é a construção de um modelo de comportamento dinâmico mais confiável baseado em informações obtidas experimentalmente. Este modelo ajustado pode então ser utilizado para inserir alterações na estrutura e prever o efeito no comportamento dinâmico desta estrutura com as alterações realizadas.

Ainda segundo Mottershead et al. (1993), estas inconsistências entre a previsão do modelo e os dados experimentais observados se dividem em três categorias: (a) erros estruturais do modelo, quando há incerteza em relação às equações físicas de governo; (b) erros de parâmetros do modelo, que tipicamente inclui a aplicação inapropriada de condições de contorno e hipóteses imprecisas utilizadas na simplificação do modelo; e (c) erro na ordem do modelo, que aparece na discretização de modelos complexos e pode resultar num modelo de ordem insuficiente.

Para correlação e validação dos resultados, as frequências naturais são comparadas numericamente pelo cálculo de porcentagem simples e os modos de vibração são comparados conforme o critério de correlação modal MAC (*modal assurance criterion*), que é dado por

$$MAC(\Psi_{E,i}, \Psi_{N,j}) = \frac{(\Psi_{E,i}^T \Psi_{N,j})^2}{(\Psi_{E,i}^T \Psi_{E,i})(\Psi_{N,j}^T \Psi_{N,j})}, \quad (51)$$

onde $\Psi_{E,i}$ e $\Psi_{N,j}$ são, respectivamente, as matrizes dos modos de vibração natural experimental e numérica nos modos de vibração i e j .

De acordo com Allemang et al. (1982), este índice assume valores entre zero e um. Quanto maior for o valor do MAC, melhor será a correspondência entre os modos experimental e numérico. Um MAC igual a 1 indica a correlação perfeita ou modos de vibração idênticos enquanto que um MAC igual a 0 indica a ausência total de correlação do modo numérico com o experimental. Na literatura, índices acima de 0,9 indicam uma correlação aceitável.

Após sucessivas iterações do processo de ajuste, até que se tenha índices MAC aceitáveis, pode-se determinar um modelo numérico representativo do sistema.

3 DESENVOLVIMENTO

Este capítulo descreve os materiais, equipamentos utilizados, apresenta os métodos, resultados obtidos, respectivas hipóteses e considerações utilizados no desenvolvimento experimental desta dissertação. Os experimentos foram realizados integralmente no Laboratório de Dinâmica da Usinagem do Departamento de Engenharia Mecânica do Centro de Ciências Tecnológicas da UDESC.

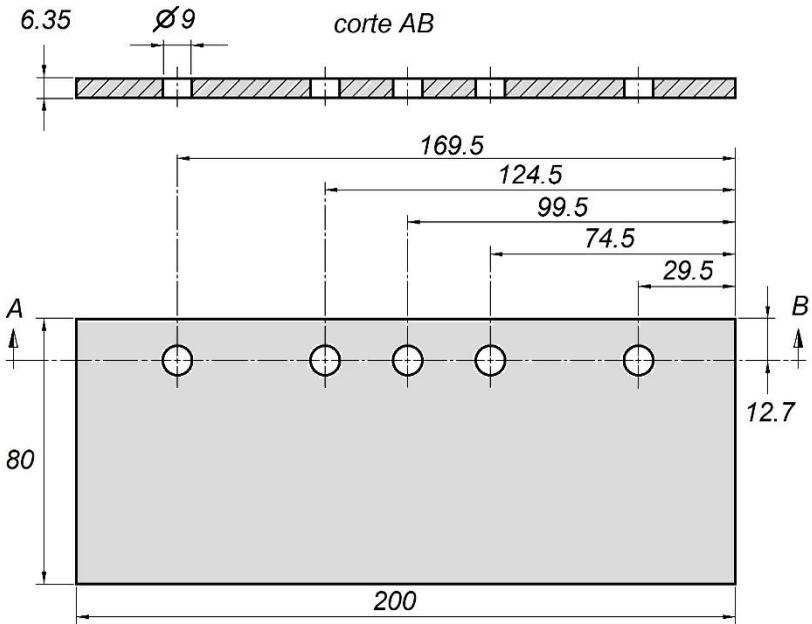
3.1 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

Para representar uma peça fina no processo de usinagem de fresamento, utilizou-se uma placa de material aço SAE 1045 de espessura $\frac{1}{4}$ polegada, ou 6,35 mm largura de 200 mm e comprimento de 80 mm, conforme ilustra a Figura 21. As placas têm cinco furos de 9 mm para a fixação nos adaptadores superior e inferior. O adaptador inferior é fixo no mordente da morsa do centro de usinagem.

A placa é fixada na morsa utilizando-se dois adaptadores confeccionados em barras de aço quadradas de secção transversal 25,4 mm x 25,4 mm e comprimento 200 mm, posicionadas uma em cada lado da placa a ser fresada, presas por 5 parafusos allen de diâmetro 8 mm e comprimento de 70 mm com porca e arruela lisa.

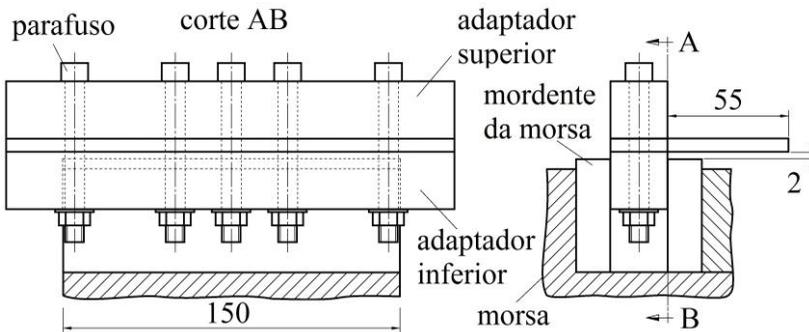
Com esta montagem, conforme ilustra a Figura 22, observa-se que o distância restante em balanço da placa é de 55 mm e o comprimento de fixação do adaptador inferior no mordente da morsa é de 150 mm.

Figura 21 – Placa fina utilizada nos experimentos



Fonte: próprio autor.

Figura 22 – Fixação da placa na morsa



Fonte: próprio autor.

Para minimizar os erros entre os ensaios, evitando variação na rigidez e amortecimento do engaste, definem-se os seguintes procedimentos padrão:

- Aplicação de um torque padronizado de 3 kgf.m nos parafusos de fixação da placa nos adaptadores com um torquímetro de estalo, modelo 2550-13 da marca Robust;

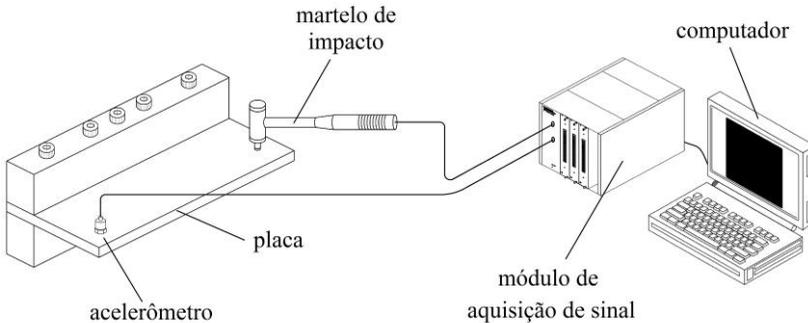
- Fixação do adaptador inferior no mordente da morsa do centro de usinagem de modo que a superfície da placa fique posicionada horizontalmente, cuja planicidade em relação à mesa do centro de usinagem é verificada utilizando um relógio comparador mecânico do fabricante Pantec, modelo 12307-10-1, não permitindo que a tolerância de planicidade de 0,1 mm seja violada;

- Utilização de um calço padrão de 2 mm para controlar a distância vertical entre a placa e o mordente da morsa, posteriormente retirado para os experimentos.

Na análise modal experimental realizada para determinação dos parâmetros modais do sistema placa+fixação, como observa-se no esquema da Figura 23, utilizou-se um martelo de impacto com transdutor de força modelo 8206-003, do fabricante Brüel & Kjær, com ponteira metálica, de sensibilidade de 1,050 mV/N, acoplado no canal 0 do módulo de aquisição de dados; um acelerômetro piezoelétrico modelo 4517-002, do fabricante Brüel & Kjær, de sensibilidade de 0,9931 mV/m/s², montado no canal 1; e um sistema de condicionamento de sinal modelo SCXI-1000, do fabricante National Instruments, munido de placa para acelerômetros modelo SCXI-1530.

O processo de aquisição e processamento dos sinais coletados do martelo e do acelerômetro foi realizado utilizando um programa elaborado no software LabVIEW (National Instruments).

Figura 23 –Esquema de montagem do equipamento de análise modal experimental



Fonte: próprio autor.

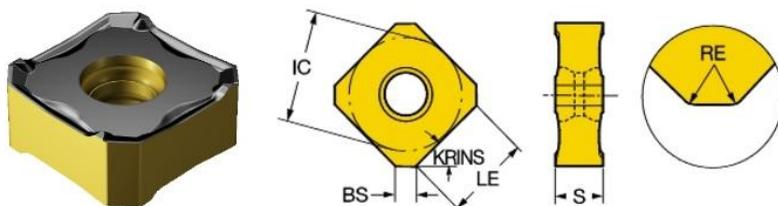
A fresagem das placas para validação dos diagramas de lóbulos de estabilidade foi realizada em um centro de usinagem ROMI D600 com faixa de rotação 10 a 10.000 rpm.

Utilizou-se como ferramenta de corte uma fresa modelo Coromill 345, do fabricante SANDVIK, de diâmetro 80 mm e 6 insertos de corte de metal duro com recobrimento de nitreto de titânio, modelo 345R-1305M-PM 4230, também do fabricante SANDVIK, específicos para o fresamento de aço (Figura 24).

Para estes insertos, a faixa de avanço por dente recomendada pelo fabricante é de 0,15 a 0,40 mm/dente e a faixa de velocidade de corte 190 a 250 m/min. O monitoramento do desgaste dos insertos nos

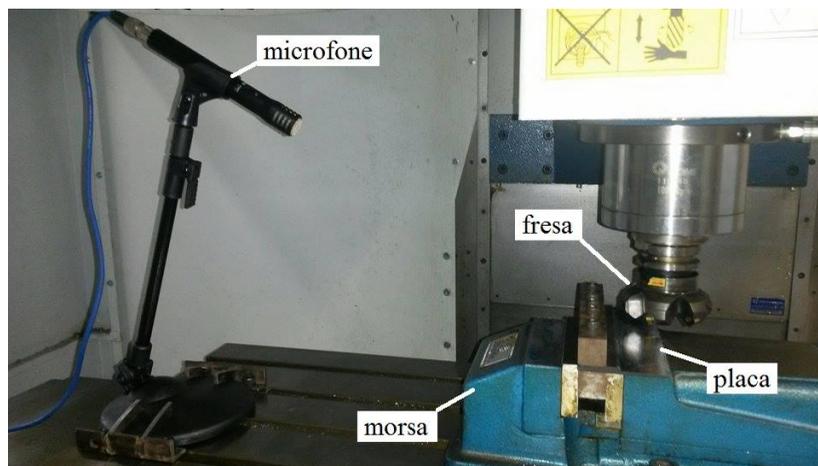
fresamentos realizados neste trabalho foi realizado visualmente a cada operação de usinagem.

Figura 24 – Insetos utilizados nos experimentos



Fonte: <http://www.sandvik.coromant.com>.

Figura 25 – Microfone utilizado no fresamento das placas



Fonte: próprio autor.

A geometria deste tipo de ferramenta, que tem ângulo de posição da aresta de corte de 45° , gera forças de corte mais altas na direção axial da ferramenta, o que implica em condições mais adversas

de usinagem para peças com baixa rigidez nessa direção, contribuindo para o surgimento de vibrações.

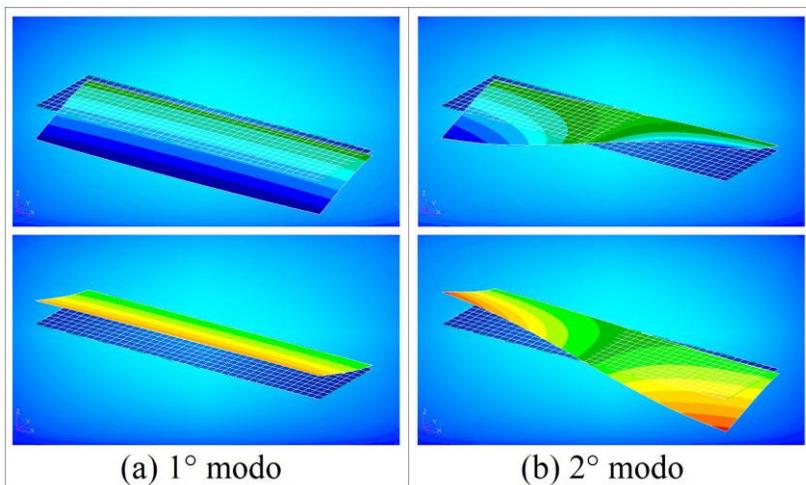
Para medição da pressão sonora durante o fresamento das placas, utilizou-se um microfone do fabricante Shure, modelo PG81CN-LC, ligado ao canal 0 do módulo de aquisição de dados, de sensibilidade 4 mV/Pa, cujo sinal foi tratado por meio do software DIIAdem, da National Instruments (Figura 25).

3.2 HIPÓTESES E CONSIDERAÇÕES

Para o desenvolvimento deste trabalho, consideraram-se as seguintes hipóteses e aproximações:

- O sistema é rígido, ou seja, a ferramenta de corte, o eixo-árvore, a morsa e a mesa do centro de usinagem são rígidos, isto é, possuem rigidez infinita; e a placa a ser fresada é flexível. Conforme verificações realizadas por Peixoto (2013), a magnitude de vibração do eixo-árvore do centro de usinagem é de uma ordem quarenta vezes menor do que as magnitudes observadas nas análises modais experimentais da placa.
- As frequências e modos naturais de vibração com maiores influências no processo de usinagem são as duas primeiras. A Figura 26 ilustra a forma de vibrar de cada dos dois primeiros modos naturais de vibração da placa.

Figura 26 – 1° e 2° modos naturais de vibração



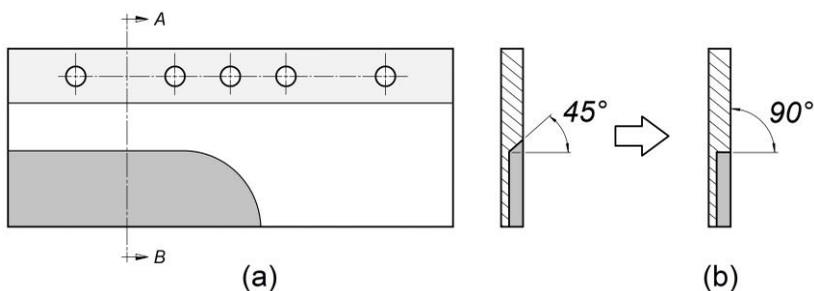
Fonte: próprio autor.

- O material da placa, aço SAE 1045, é isotrópico (propriedades iguais em qualquer direção), homogêneo (propriedades iguais em qualquer ponto), elástico (curvas de carregamento e descarregamento iguais, não apresentando deformações residuais) e linear (proporcionalidade entre tensão e deformação).
- O engaste está localizado no comprimento de início de balanço da placa, 55 mm (Figura 22) e ocorre de forma homogênea ao longo do comprimento total da placa (200 mm).
- Os cinco furos da chapa não interferem em suas propriedades e características dinâmicas (Figura 21).
- O fato do mordente da morsa prender somente 150 mm do comprimento total de 200 mm do adaptador inferior não interfere nas características dinâmicas do conjunto (Figura 22).

- A força de fixação dos parafusos da placa nos adaptadores inferior e superior é uniforme em todo o comprimento de 200 mm (Figura 22).
- A interferência de fatores externos na dinâmica do processo é desprezível (vibração, frequências naturais e seus harmônicos resultantes da geração de potência do centro de usinagem, por exemplo).
- Na construção do modelo em MEF, as molas inseridas de forma discreta nos nós do engaste da placa equivalem ao engaste flexível contínuo da placa real.
- A não coincidência exata dos pontos reais de contato dos insertos com a placa e os pontos onde foram realizadas as análises modais experimentais e analíticas não têm interferência significativa nos resultados.
- Na análise modal experimental, considera-se a excitação realizada com o martelo exatamente na posição vertical e nos pontos de impacto definidos.
- Os deslocamentos da placa nas direções x e y não influenciam no deslocamento dominante da placa na direção z e, portanto, o sistema em três dimensões pode ser reduzido para somente uma (direção z).
- Na modelagem numérica das placas já usinadas, o ângulo no final da espessura de penetração de 35 mm é considerado como sendo 90° em relação à superfície da peça (Figura 27b). Na prática, este ângulo é de 45° , em função da geometria dos insertos, conforme

ilustra a Figura 27a, característica que não pôde ser reproduzida numericamente no modelo numérico feito com elemento de placa.

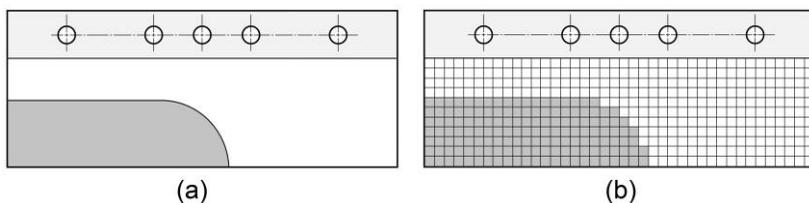
Figura 27 – Aproximação do ângulo no final da espessura de penetração: (a) real e (b) numérico.



Fonte: próprio autor.

- Na modelagem numérica das placas já usinadas, o raio da parte usinada nas posições de usinagem (Figura 28a) foi aproximado pelos elementos quadrados da malha utilizada (Figura 28b).

Figura 28 – Aproximação numérica do raio de usinagem: (a) placas usinadas e (b) modelo numérico



Fonte: próprio autor

- Foi desconsiderado o efeito do contato entre a peça e os dentes que não estão realizando o corte de material e que ocorre na prática em função da vibração da placa.

- Considerou-se que a distância do microfone até o ponto de corte é constante durante todo o fresamento de cada placa e entre as usinagens das placas.

3.3 MÉTODOS E RESULTADOS

A metodologia desenvolvida neste trabalho, como pode ser observado resumidamente na Figura 29, consistiu em quatro etapas.

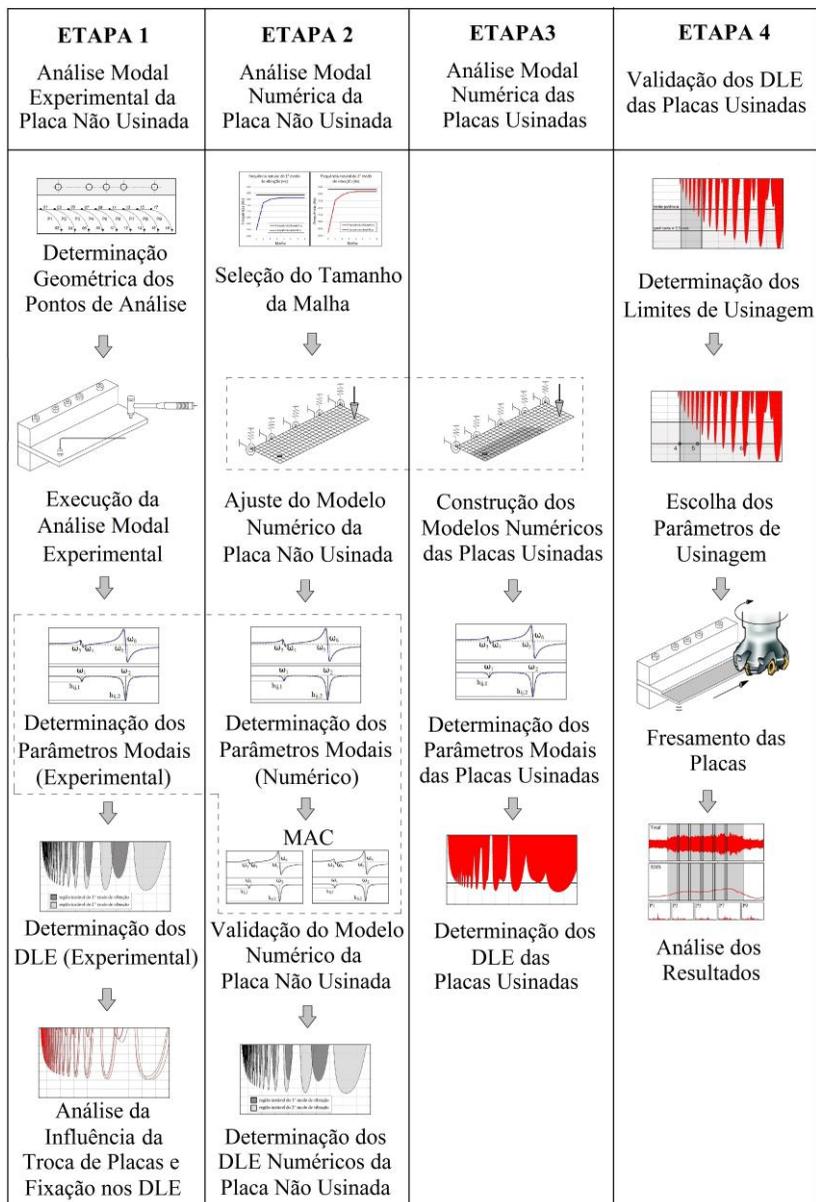
Na primeira etapa (tópico 3.3.1), realizou-se a análise modal experimental da placa não usinada para extração dos parâmetros modais experimentais.

Em seguida, modelou-se numericamente, no software MSC Nastran, esta placa ainda não usinada, ajustando-se o engaste numérico com molas para aproximá-lo do engaste real flexível (tópico 3.3.2). Deste modelo, extraiu-se os parâmetros modais numéricos da placa não usinada.

Na terceira etapa, a partir do modelo numérico validado da placa não usinada, modelaram-se as placas usinadas para várias posições de fresamento, gerando os DLE para cada uma dessas posições (tópico 3.3.3).

Finalmente, com os DLE das placas usinadas, definiram-se os parâmetros de usinagem e validou-se a metodologia por meio do fresamento de placas, verificando-se a precisão da previsão do *chatter* com os DLE gerados na etapa anterior (tópico 3.3.4).

Figura 29 – Resumo da metodologia



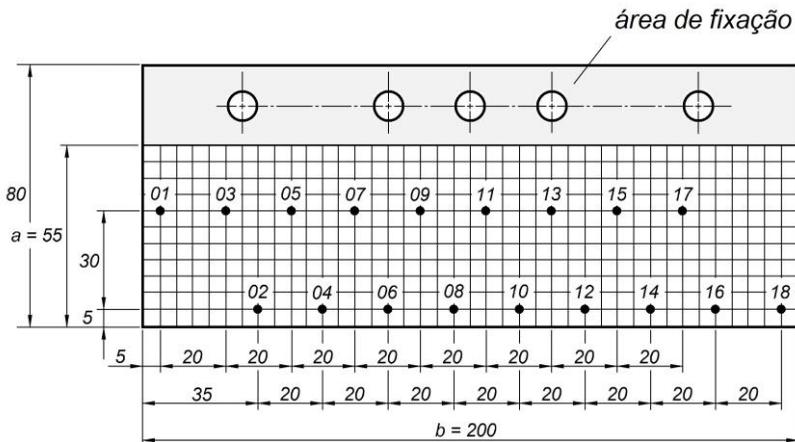
Fonte: próprio autor.

3.3.1 Análise Modal Experimental da Placa Não Usinada

3.3.1.1 Determinação da Geometria dos Pontos de Análise

Inicialmente, determinaram-se a geometria e a quantidade dos pontos da placa onde serão realizadas as excitações com o martelo e a leitura da resposta com o acelerômetro. A Figura 30 ilustra os dezoito pontos escolhidos na placa para a análise modal experimental e também, nas etapas seguintes, para a análise modal analítica utilizando o MEF. Para tanto, levaram-se em conta os seguintes fatores:

Figura 30 – Geometria dos pontos para análise modal experimental



Fonte: próprio autor.

(i) Um número mínimo de pontos deve ser estipulado ao longo do comprimento e largura da placa, de forma que os modos naturais de vibração mais importantes sejam devidamente identificados, evitando que medições em linhas nodais distorçam a visualização das formas modais. No caso dos modos estudados neste trabalho, o primeiro e o segundo, com uma e duas linhas nodais respectivamente, a quantidade

de 18 pontos é mais que o suficiente para representar as formas de vibração.

(ii) O caminho percorrido pela fresa no comprimento total da placa, bem como a penetração de trabalho a_e , devem ser mapeados pelos pontos escolhidos. Neste trabalho, definiu-se uma penetração de trabalho de 35 mm no comprimento total da placa (200 mm);

(iii) O posicionamento e a quantidade de pontos de contato entre os inserts da fresa e a placa que estão em corte simultaneamente devem ser determinados. Neste trabalho, a geometria de corte escolhida resultou em dois inserts da fresa, de um total de seis, atuando simultaneamente no corte (Figura 31);

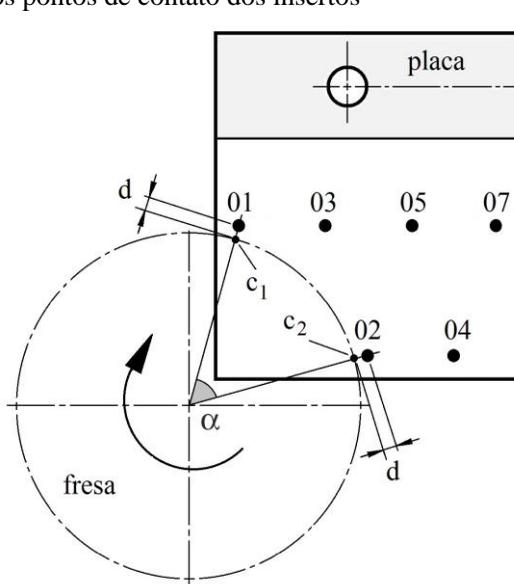
Figura 31 – Geometria dos pontos de contato dos inserts

$$\alpha = 61,92^\circ$$

$$d = 1,23 \text{ mm}$$

c_1 = ponto de contato
do inserto 1

c_2 = ponto de contato
do inserto 2



Fonte: próprio autor.

(iv) A proximidade dos pontos de contato entre a placa e insertos atuando simultaneamente no corte com os nós da malha adotada na modelagem da placa em MEF deve ser a mínima possível. A Figura 31 ilustra a proximidade dos pontos de contato dos dois insertos c_1 e c_2 atuando simultaneamente no corte com os pontos 1 e 2 das análises modal experimental e analítica no MEF. A Figura 31 apresenta também as distâncias entre os pontos de contato dos insertos com a placa e os pontos onde foram realizadas as análises modal experimental e analítica (d) além do ângulo formado pelos pontos de análise (α) muito próximo do ângulo entre os insertos da fresa de 60° .

A partir dessa geometria, definiram-se 9 posições da fresa para análise: posição 1 (P1), que engloba os pontos 1 (inserto c_1 , entrando na placa) e 2 (inserto c_2 , saindo da placa); posição 2 (P2) (pontos 3 e 4); posição 3 (P3) (pontos 5 e 6); posição 4 (P4) (pontos 7 e 8); posição 5 (P5) (pontos 9 e 10); posição 6 (P6) (pontos 11 e 12); posição 7 (P7) (pontos 13 e 14); posição 8 (P8) (pontos 15 e 16) e posição 9 (P9) (pontos 17 e 18).

3.3.1.2 Execução da Análise Modal Experimental

Após definida a geometria dos pontos, fez-se o teste de impacto da análise modal experimental, com a placa montada na morsa do centro de usinagem conforme ilustra a Figura 22. O acelerômetro foi colado com cola adesiva à base de Cianoacrilato, no ponto 1 (Figura 30), na parte inferior da placa, e então impactou-se a placa três vezes em cada ponto, de 1 até 18. Entre as três excitações realizadas em cada ponto,

aguardou-se cerca de 5 segundos para que a vibração de um impacto não interferisse na seguinte.

O fundo de escala adotado foi de 12,5 kHz e, para evitar o fenômeno *aliasing*, a taxa de amostragem utilizada foi de 25,0 kHz, com tempo de aquisição necessário para obter a resolução de 1 Hz. Para evitar o efeito do vazamento *leakage*, utilizou-se o janelamento *Hanning*. Automaticamente, um programa desenvolvido no software LabVIEW, adquiriu e tratou os sinais, gerando um arquivo de dados contendo, para evitar o ruído, a média das três amostras das partes real e imaginária da FRF da aceleração vertical (direção z) do ponto impactado para as frequências de 0 a 12.500 Hz. A partir da FRF da aceleração, geraram-se os arquivos de dados contendo as partes real e imaginária da receptância, utilizadas para a extração dos parâmetros modais.

3.3.1.3 Determinação dos Parâmetros Modais Experimentais da Placa Não Usinada

A determinação dos parâmetros modais experimentais da placa não usinada foi realizada por meio do método *Peak Picking*, descrito no tópico 2.5.1.2 desta dissertação. Um programa específico desenvolvido no software MatLAB foi utilizado para a determinação automática destes parâmetros a partir das partes real e imaginária da FRF da receptância dos testes de impacto realizados do ponto 1 ao 18.

A Tabela 1 apresenta os seguintes parâmetros modais experimentais da placa não usinada: as duas primeiras frequências naturais de vibração f_{n1} e f_{n2} , seus respectivos coeficientes de

amortecimento modal, ξ_1 e ξ_2 ; e os picos de deslocamento máximo da parte imaginária da FRF, $h_{ij,1}$ e $h_{ij,2}$. Observando-se os valores dos picos de deslocamento da parte imaginária da Tabela 1, pode-se identificar claramente as formas de vibração dos 1° e 2° modos dados pela Figura 26.

Tabela 1 – Parâmetros modais experimentais da placa não usinada

Ponto de Impacto	f_{n1}	ξ_1	$h_{ij,1}$	f_{n2}	ξ_2	$h_{ij,2}$
01	1.074	0,0126	-4,88E-08	1.409	0,0082	-1,23E-07
02	1.072	0,0145	-1,28E-07	1.408	0,0085	-2,19E-07
03	1.070	0,0150	-5,56E-08	1.406	0,0075	-1,18E-07
04	1.074	0,0149	-1,17E-07	1.409	0,0082	-1,64E-07
05	1.068	0,0154	-5,37E-08	1.405	0,0078	-9,12E-08
06	1.068	0,0145	-1,20E-07	1.405	0,0075	-9,91E-08
07	1.072	0,0145	-5,51E-08	1.408	0,0082	-5,98E-08
08	1.068	0,0150	-1,20E-07	1.407	0,0075	-2,09E-08
09	1.070	0,0150	-5,38E-08	1.406	0,0075	-2,63E-08
10	1.072	0,0140	-1,14E-07	1.408	0,0085	5,61E-08
11	1.073	0,0134	-4,82E-08	1.409	0,0085	7,12E-09
12	1.072	0,0145	-1,12E-07	1.408	0,0082	1,25E-07
13	1.074	0,0140	-4,63E-08	1.410	0,0074	3,94E-08
14	1.074	0,0144	-1,14E-07	1.411	0,0078	1,83E-07
15	1.074	0,0133	-4,75E-08	1.412	0,0079	6,36E-08
16	1.074	0,0148	-1,16E-07	1.409	0,0085	2,38E-07
17	1.072	0,0140	-4,72E-08	1.408	0,0078	9,03E-08
18	1.074	0,0149	-1,16E-07	1.412	0,0085	2,51E-07
média	1.072	0,0144		1.408	0,0080	

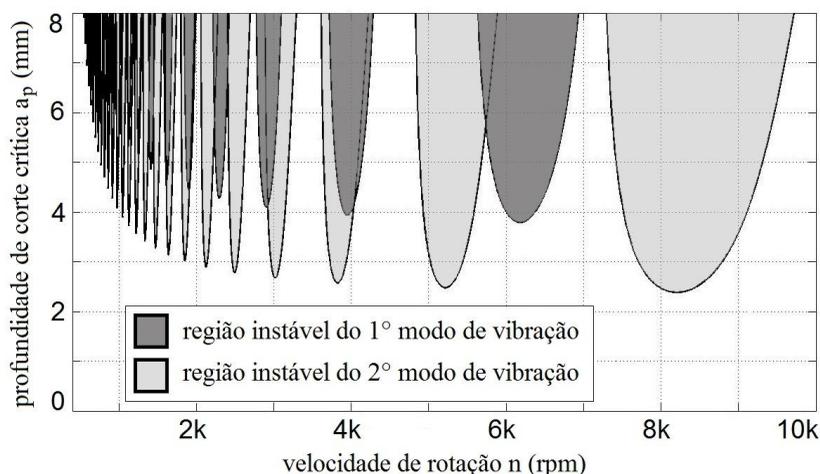
Fonte: próprio autor.

3.3.1.4 Determinação dos DLE Experimentais da Placa Não Usinada

Com os conceitos desenvolvidos nos tópicos 2.3 (DLE) e 2.4 (Modelo Dinâmico do Fresamento com Amortecimento), a partir de um software desenvolvido em MatLab, determinaram-se os DLE da placa não usinada para as 9 posições da fresa definidas no tópico 3.3.1.1.

Este programa constrói os DLE a partir da parte real negativa da FRF do deslocamento na direção em z obtida na análise modal experimental (Figura 12 e Equação 18) e considera o efeito do amortecimento. O programa também calcula automaticamente a matriz completa das FRFs dos dezoito pontos selecionados (ou 9 regiões de usinagem) da placa a partir das FRFs obtidas na análise modal experimental, utilizando o método dos resíduos (ver tópico 2.5.1.3).

Figura 32 – DLE da posição P1 de usinagem da placa não usinada

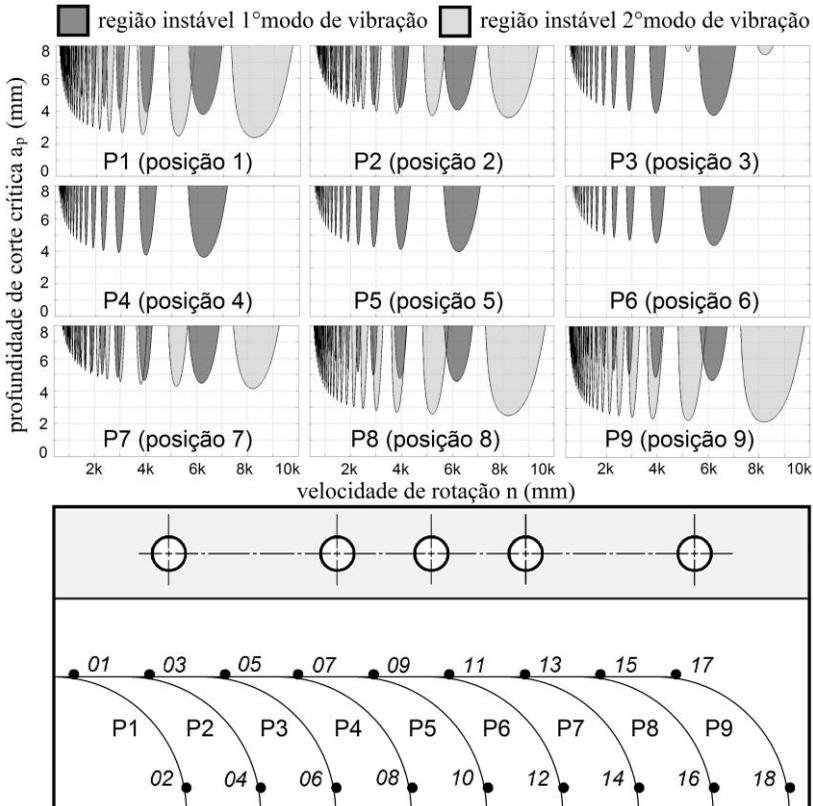


Fonte: próprio autor.

A Figura 32 ilustra o DLE para a posição 1 de usinagem da placa não usinada (P1), com os insertos da fresa nos pontos 1 e 2 (Figura 30). Neste diagrama, observam-se as regiões de instabilidade para o *chatter* dos 1º e 2º modos de vibração e a região de estabilidade para o *chatter*, fora dos lóbulos, em função da rotação da fresa (rpm) e da profundidade axial de corte (mm). No caso desta posição de usinagem,

observa-se a maior influência do 2º modo de vibração, que possui profundidades críticas de corte menores do que as do 1º modo.

Figura 33 –DLE das posições de usinagem P1 a P9 da placa não usinada



Fonte: próprio autor.

A Figura 33 ilustra os DLE para as posições de usinagem 1 a 9 (P1 a P9) e apresenta o comportamento dinâmico da placa em relação ao *chatter* durante o percurso da fresa. Observa-se por estes DLE que a influência do 1º modo de vibração é aproximadamente constante ao longo do trajeto da fresa e que o 2º modo de vibração tem maior

influência nas extremidades do placa, praticamente desaparecendo na região central.

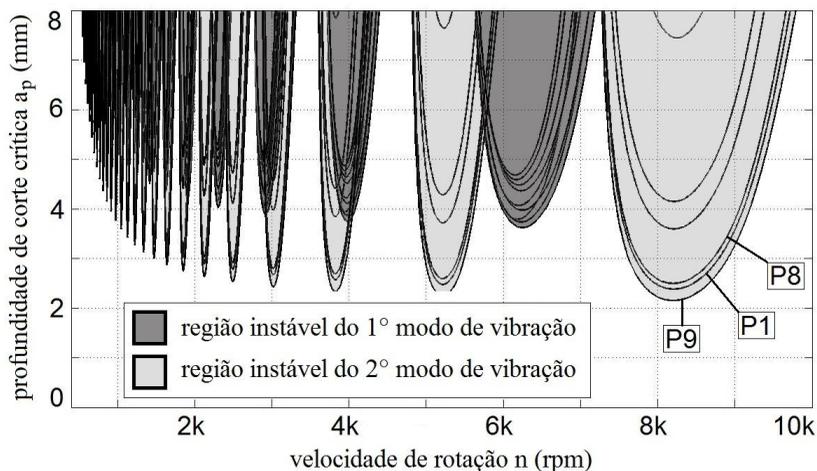
Supondo que as modificações estruturais causadas pela remoção de material no fresamento da placa fossem desprezíveis para seu comportamento dinâmico, os DLE desenvolvidos até aqui seriam suficientes para permitir a escolha dos parâmetros de corte adequados para evitar o *chatter* durante a usinagem.

Porém, em se tratando de uma placa fina, a remoção de material causa modificações significativas no comportamento dinâmico da peça durante o fresamento, que precisam ser consideradas para a obtenção dos DLE das posições de usinagem e que são o objetivo desta dissertação.

Sobrepondo-se os DLE das 9 posições de usinagem, podem-se observar mais facilmente as regiões de estabilidade e instabilidade em relação ao *chatter* durante todo o fresamento.

A Figura 34 apresenta os DLE sobrepostos, onde é possível avaliar que as limitações impostas pelo 2° modo de vibração são maiores que as do 1° modo. Assim, neste caso, o 2° modo é o que determina os limites dos parâmetros de corte a serem utilizados para que o *chatter* não ocorra, partindo do pressuposto de que não existam modificações estruturais significativas que determinem alterações no comportamento dinâmico da placa ao longo da usinagem. Nesta mesma figura, observa-se que as posições de usinagem P9, P1 e P8 são, nesta ordem, as mais críticas nesta operação de fresamento em relação ao *chatter*.

Figura 34 –DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa não usinada



Fonte: próprio autor.

3.3.1.5 Análise da Influência da Fixação das Placas nos DLE

Para verificar a influência da troca de placas na construção dos DLE, executou-se a análise modal experimental de 3 placas distintas. Para cada placa, determinaram-se os parâmetros modais e geraram-se os DLE para as posições de usinagem P1 a P9, que foram posteriormente sobrepostos para a obtenção do DLE sobreposto para cada uma das 3 placas.

Inicialmente, a partir dos dados experimentais, extraíram-se os parâmetros modais, determinando para os 18 pontos da análise experimental de cada placa as duas primeiras frequências naturais (f_{n1} e f_{n2}) e os picos da parte imaginária ($h_{ij,1}$ e $h_{ij,2}$) para os dois primeiros modos de vibração. As Tabelas 2 e 3 apresentam estes valores e suas respectivas variações entre as 3 placas, onde pode-se observar que a

influência da troca de placas, embora pouco significativa, existe e precisa ser considerada, alterando as fronteiras dos DLE.

Tabela 2 – Média e desvio padrão das frequências naturais dos 1° e 2° modos de vibração para as 3 placas

ponto de impacto	frequência natural modo1 (placa 1)	frequência natural modo1 (placa 2)	frequência natural modo1 (placa 3)	média	desvio padrão	frequência natural modo2 (placa 1)	frequência natural modo2 (placa 2)	frequência natural modo2 (placa 3)	média	desvio padrão
01	1.132	1.091	1.081	1.101	27	1.483	1.447	1.440	1.457	23
02	1.134	1.093	1.083	1.103	27	1.485	1.450	1.441	1.459	23
03	1.135	1.093	1.083	1.104	28	1.485	1.449	1.441	1.458	23
04	1.134	1.092	1.085	1.104	27	1.485	1.449	1.443	1.459	23
05	1.135	1.093	1.083	1.104	28	1.485	1.449	1.443	1.459	23
06	1.133	1.093	1.082	1.103	27	1.485	1.449	1.442	1.459	23
07	1.135	1.093	1.085	1.104	27	1.486	1.450	1.443	1.460	23
08	1.134	1.090	1.081	1.102	28	1.485	1.449	1.441	1.458	23
09	1.136	1.093	1.085	1.105	27	1.486	1.450	1.443	1.460	23
10	1.130	1.093	1.082	1.102	25	1.483	1.451	1.442	1.459	22
11	1.135	1.093	1.081	1.103	28	1.486	1.450	1.442	1.459	23
12	1.134	1.089	1.081	1.101	29	1.485	1.448	1.443	1.459	23
13	1.135	1.091	1.085	1.104	27	1.485	1.449	1.443	1.459	23
14	1.091	1.085	1.137	1.104	28	1.485	1.450	1.444	1.460	22
15	1.135	1.093	1.085	1.104	27	1.485	1.449	1.443	1.459	23
16	1.134	1.093	1.081	1.103	28	1.485	1.449	1.442	1.459	23
17	1.133	1.091	1.082	1.102	27	1.484	1.449	1.442	1.458	23
18	1.134	1.093	1.086	1.104	26	1.485	1.449	1.443	1.459	23

Fonte: próprio autor.

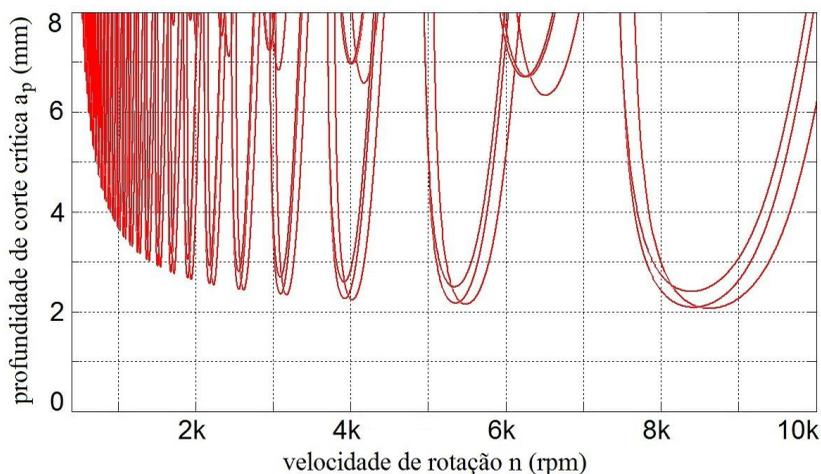
Tabela 3 – Média e desvio padrão dos picos da parte imaginária do 1° e 2° modos de vibração para as 3 placas

ponto de impacto	$h_{ij,1}$ (placa 1)	$h_{ij,1}$ (placa 2)	$h_{ij,1}$ (placa 3)	média	desvio padrão	$h_{ij,2}$ (placa 1)	$h_{ij,2}$ (placa 2)	$h_{ij,2}$ (placa 3)	média	desvio padrão
01	3,31E-08	3,30E-08	3,35E-08	3,32E-08	2,89E-10	1,29E-07	1,37E-07	1,12E-07	1,26E-07	1,28E-08
02	8,35E-08	8,11E-08	8,27E-08	8,24E-08	1,25E-09	2,51E-07	2,55E-07	2,15E-07	2,40E-07	2,16E-08
03	3,16E-08	3,34E-08	3,44E-08	3,31E-08	1,39E-09	1,08E-07	1,17E-07	9,69E-08	1,07E-07	9,96E-09
04	8,29E-08	8,10E-08	8,46E-08	8,28E-08	1,83E-09	1,82E-07	1,89E-07	1,60E-07	1,77E-07	1,54E-08
05	3,11E-08	3,25E-08	3,21E-08	3,19E-08	7,14E-10	8,22E-08	8,89E-08	7,06E-08	8,05E-08	9,23E-09
06	7,82E-08	7,90E-08	7,96E-08	7,89E-08	6,80E-10	1,04E-07	1,11E-07	8,23E-08	9,90E-08	1,50E-08
07	3,22E-08	3,08E-08	3,37E-08	3,22E-08	1,49E-09	5,64E-08	5,68E-08	4,84E-08	5,39E-08	4,74E-09
08	7,75E-08	7,67E-08	7,51E-08	7,64E-08	1,22E-09	1,65E-08	2,42E-08	8,04E-09	1,62E-08	8,07E-09
09	2,93E-08	3,17E-08	3,20E-08	3,10E-08	1,48E-09	2,47E-08	2,53E-08	1,75E-08	2,25E-08	4,34E-09
10	7,27E-08	7,91E-08	7,50E-08	7,56E-08	3,24E-09	-6,63E-08	-6,66E-08	-7,39E-08	-6,89E-08	4,34E-09
11	2,86E-08	3,11E-08	3,10E-08	3,02E-08	1,46E-09	-1,10E-08	-9,89E-09	-1,43E-08	-1,17E-08	2,29E-09
12	7,56E-08	7,85E-08	7,79E-08	7,74E-08	1,53E-09	-1,52E-07	-1,50E-07	-1,44E-07	-1,49E-07	4,44E-09
13	2,87E-08	2,97E-08	2,84E-08	2,89E-08	7,15E-10	-4,54E-08	-4,32E-08	-4,27E-08	-4,38E-08	1,48E-09
14	7,68E-08	7,77E-08	7,60E-08	7,68E-08	8,36E-10	-2,05E-07	-1,99E-07	-2,02E-07	-2,02E-07	2,80E-09
15	2,94E-08	3,14E-08	2,87E-08	2,98E-08	1,37E-09	-7,42E-08	-7,72E-08	-6,92E-08	-7,35E-08	4,03E-09
16	7,76E-08	7,87E-08	7,63E-08	7,75E-08	1,21E-09	-2,77E-07	-2,83E-07	-2,58E-07	-2,73E-07	1,33E-08
17	2,98E-08	3,14E-08	3,05E-08	3,06E-08	8,26E-10	-1,01E-07	-1,04E-07	-9,73E-08	-1,01E-07	3,35E-09
18	7,61E-08	7,88E-08	7,79E-08	7,76E-08	1,35E-09	-3,30E-07	-3,15E-07	-3,03E-07	-3,16E-07	1,32E-08

Fonte: próprio autor.

Na Figura 35, observa-se o comportamento do DLE para a posição mais crítica de usinagem (posição 9) para as 3 placas testadas e pode-se constatar que a região onde o *chatter* pode ou não ocorrer aumenta consideravelmente.

Figura 35 – DLEs da posição de usinagem P9 das 3 placas testadas



Fonte: próprio autor.

3.3.2 Análise Modal Numérica da Placa Não Usinada

A modelagem numérica da placa não usinada foi realizada no software MSC Nastran. O primeiro passo foi determinar, por meio do estudo do refino da malha, o número de elementos a ser utilizado. O segundo passo consistiu em inserir molas no engaste do modelo numérico e ajustá-lo aos dados experimentais. Em seguida, determinaram-se os parâmetros modais numéricos para construção dos DLE numéricos da placa não usinada, posteriormente comparando-os com os parâmetros modais experimentais para validação.

3.3.2.1 Determinação do Tamanho da Malha

Inicialmente, calcularam-se as frequências naturais analíticas para os dois primeiros modos de vibração a fim de compará-las com as frequências naturais obtidas nas análises numéricas, realizadas para malhas de diferentes tamanhos.

De acordo com Blevins (1979), para uma placa engastada em um dos lados e livre nos três restantes, dimensão a de 55 mm e b de 200 mm, tem-se que as primeira e segunda frequências naturais de vibração analíticas f_{n1} e f_{n2} são, respectivamente, 1.836 Hz e 2.132 Hz.

A seguir, construiu-se o modelo da placa no software MSC Nastran, utilizando a malha #1 de tamanho 55 mm na dimensão a e 50 mm na dimensão b e um elemento de placa de espessura 6,35 mm, do tipo linear quadrilateral isoparamétrico, o que corresponde às opções *Quad* e *Quad4* nos respectivos parâmetros *Elem Shape* e *Topology* do menu *Element* deste software. Utilizaram-se as seguintes propriedades do aço SAE 1045: coeficiente de Poisson ν de 0,30; Módulo de Elasticidade de $2,11 \cdot 10^9$ Pa e densidade de 7.860 kgf/m^3 .

Na sequência, utilizou-se a solução SOL103 (*Normal Modes Analysis*) para obtenção das cinco primeiras frequências naturais da placa, por meio da opção “*Number of Desired Roots*”=5, com o objetivo de minimizar o erro numérico das duas primeiras frequências requeridas.

Repetiu-se este procedimento para malhas cada vez mais refinadas até se observar a convergência das frequências naturais numéricas para os valores analíticos. A Tabela 4 apresenta os tamanhos de malha utilizados no processo de refino – da malha #1 (menos

refinada, com 4 elementos) até a #8 (mais refinada, com 44.000 elementos) – e respectivos valores das frequências naturais de vibração do 1° e 2° modos.

Tabela 4 – Seleção do tamanho da malha da análise modal numérica
malha escolhida



n° da malha	1	2	3	4	5	6	7	8
frequência do 1° modo (Hz)	1.549	1.771	1.798	1.808	1.812	1.813	1.813	1.813
frequência do 2° modo (Hz)	1.824	2.055	2.092	2.111	2.117	2.117	2.117	2.117
divisões de a	1	2	3	5	11	22	55	110
divisões de b	4	7	11	20	40	80	200	400
largura do elemento em a (mm)	55,00	27,50	18,33	11,00	5,00	2,50	1,00	0,50
largura do elemento em b (mm)	50,00	28,57	18,18	10,00	5,00	2,50	1,00	0,50
n° de elementos	4	14	33	100	440	1.760	11.000	44.000

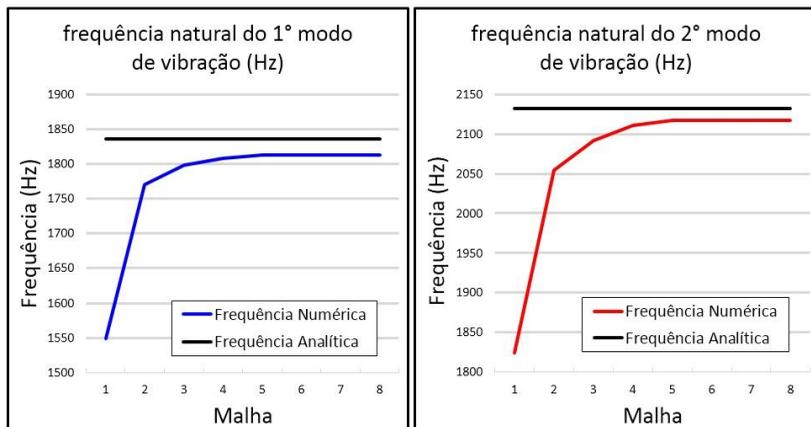
Fonte: próprio autor.

A Figura 36 apresenta o comportamento das frequências de vibração dos 1° e 2° modos com o aumento do refinamento, onde observa-se que, a partir da malha #5, as frequências naturais numéricas já convergem para o valor analítico. Dessa forma, optou-se pela malha #5, com 440 elementos, uma vez que, a partir da malha #6, apesar do custo computacional ser cada vez maior em função das malhas estarem mais refinadas, não há variação significativa nos valores das frequências e, portanto, nenhum ganho significativo em precisão.

A Figura 37 ilustra o aspecto da malha #5 de 440 elementos gerada, engastada nos 6 GDL num dos lados de 200 mm e livre nos restantes. A Figura 37a apresenta o número dos nós no Nastran

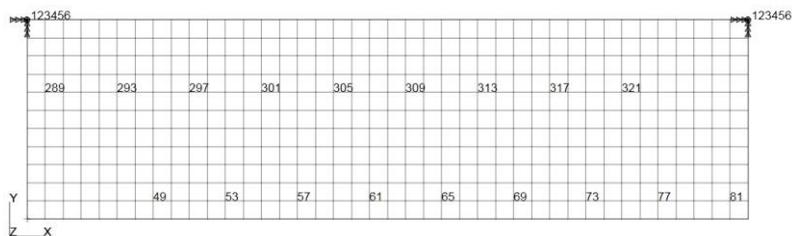
correspondentes aos dezoito pontos escolhidos para análise modal, visualizados na Figura 37b.

Figura 36 – Convergência das frequências naturais da placa

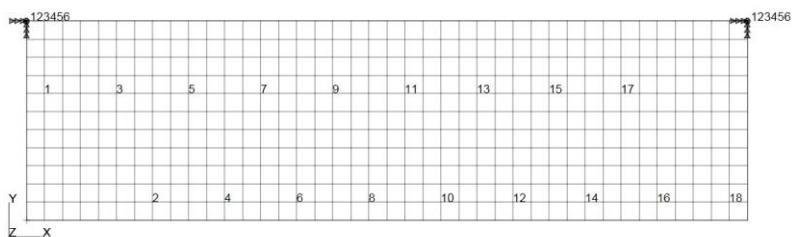


Fonte: próprio autor.

Figura 37 – Malha do modelo numérico da placa: (a) numeração do MSC Nastran e (b) numeração da análise modal experimental



(a)



(b)

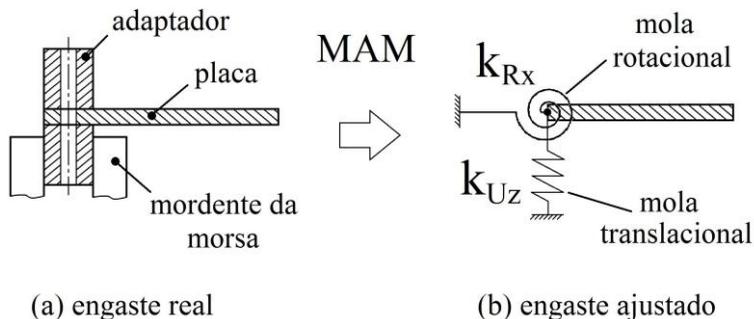
Fonte: próprio autor.

3.3.2.2 Ajuste do Modelo Numérico da Placa Não Usinada

Realizou-se o ajuste do modelo numérico da placa não usinada aos resultados da análise modal experimental por meio da modelagem numérica do engaste real da fixação da placa nos adaptadores de fixação, presos na morsa do centro de usinagem.

Inicialmente, como ilustra a Figura 38, o engaste real, que é flexível e possui rigidez não infinita, foi modelado numericamente no MSC Nastran com elementos de mola translacionais, na direção do eixo z , com rigidez k_{Uz} , e rotacionais, em torno do eixo x , com rigidez k_{Rx} , procedimento similar ao adotado por Gracinski (2014).

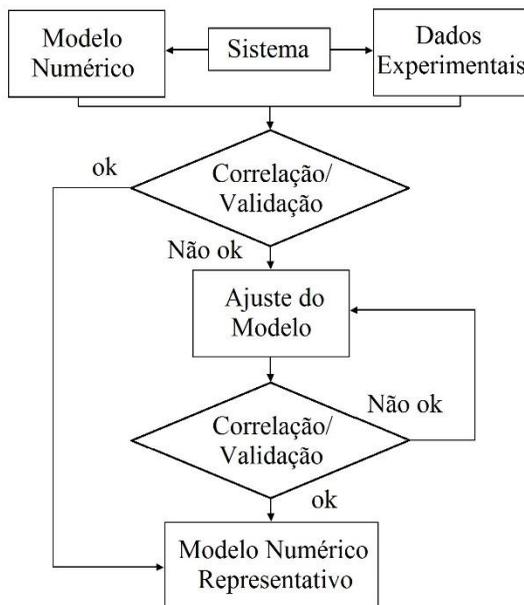
Figura 38 – Modelo do engaste: (a) real e (b) ajustado



Fonte: próprio autor.

O procedimento de ajuste é apresentado na Figura 39 e consistiu em variar os valores da rigidez das molas translacional k_{Uz} e da mola rotacional k_{Rx} , inseridas nos 41 nós do engaste (nós 452 a 492), e comparar os valores das frequências naturais dos 1º e 2º modos de vibração obtidos numericamente com os valores experimentais correspondentes.

Figura 39 – Fluxograma do método de ajuste do modelo



Fonte: próprio autor.

A Tabela 5 apresenta os valores obtidos no processo iterativo de ajuste das molas e os respectivos desvios percentuais encontrados a cada iteração. Antes da inserção das molas no modelo, pode-se observar o efeito significativo da fixação real flexível em comparação com o modelo numérico com um engaste ideal (rigidez infinita), onde os desvios nas frequências estão na faixa de 50 a 70%. Após o ajuste das molas, estes desvios foram reduzidos a praticamente zero.

Neste processo, utilizou-se a solução SOL111 (*Frequency Response Analysis*) do software MSC Nastran, inserindo-se uma força unitária nos pontos de excitação (1 a 18, conforme ilustra a Figura 30b) e medindo-se a resposta no ponto 1 ou nó 289 (Figuras 30a e 30b),

conforme realizado na análise modal experimental. No modelo numérico, utilizaram-se os coeficientes de amortecimento extraídos na análise modal experimental, ξ_1 e ξ_2 , de 0,0144 e 0,0080, respectivamente.

Tabela 5 – Processo iterativo de modelagem das molas do engaste

frequências experimentais (Hz)			1.072	1.408	desvios	
n° da iteração	k_{Uz} (N/m)	k_{Rx} (Nm/rad)	f_{n1} (Hz)	f_{n2} (Hz)	desvio f_{n1} (%)	desvio f_{n2} (%)
00	∞	∞	1.812	2.117	69,03	50,36
01	7,80E+06	1,20E+03	1.120	1.471	4,48	4,47
02	7,80E+06	1,00E+03	1.063	1.426	-0,84	1,28
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
24	2,08E+06	1,43E+03	1.072	1.408	0,00	0,00

Fonte: próprio autor.

3.3.2.3 Determinação dos Parâmetros Modais Numéricos da Placa Não Usinada

Analogamente ao item 3.3.1.3 (determinação dos parâmetros modais experimentais da placa não usinada), a determinação dos parâmetros modais, agora numéricos, da placa não usinada foi realizada por meio do método *Peak Picking*, descrito no tópico 2.5.1.2 desta dissertação, utilizando um programa específico desenvolvido no software MatLAB, a partir das partes real e imaginária da FRF da receptância, geradas pela solução SOL111 (*Frequency Response Analysis*) do software MSC Nastran, excitando e medindo a resposta do modelo numérico nos mesmos pontos da análise modal experimental.

Dessa forma, obtiveram-se os seguintes parâmetros modais numéricos da placa não usinada, que serão comparados com os experimentais: as frequências naturais de vibração f_{n1} e f_{n2} , seus respectivos coeficientes de amortecimento modal, ξ_1 e ξ_2 ; e os picos de deslocamento máximo da parte imaginária da FRF, $h_{ij,1}$ e $h_{ij,2}$.

3.3.2.4 Validação do Modelo Numérico da Placa Não Usinada

Para validação do modelo obtido, calculou-se o indicador MAC para as partes real e imaginária dos 18 pontos escolhidos.

Tabela 6 – Indicadores MAC do ajuste do modelo

ponto de impacto	MAC_{real}	MAC_{imag}	pico parte imaginária modo1 experimental	pico parte imaginária modo1 numérico	pico parte imaginária modo2 experimental	pico parte imaginária modo2 numérico
01	0,9791	0,9786	5,17E-08	4,90E-08	1,28E-07	1,18E-07
02	0,9793	0,9793	1,28E-07	1,18E-07	2,37E-07	2,11E-07
03	0,9681	0,9703	5,26E-08	5,10E-08	1,07E-07	1,04E-07
04	0,9897	0,9903	1,25E-07	1,19E-07	1,76E-07	1,58E-07
05	0,9825	0,9869	5,44E-08	5,19E-08	8,58E-08	8,27E-08
06	0,9475	0,9487	1,29E-07	1,19E-07	1,08E-07	9,22E-08
07	0,9793	0,9834	5,09E-08	5,23E-08	5,69E-08	5,60E-08
08	0,9730	0,9767	1,25E-07	1,19E-07	2,08E-08	1,89E-08
09	0,9671	0,9744	4,86E-08	5,25E-08	2,43E-08	2,49E-08
10	0,9438	0,9432	1,22E-07	1,19E-07	-6,09E-08	-5,60E-08
11	0,9816	0,9839	4,88E-08	5,25E-08	-7,24E-09	-8,31E-09
12	0,9705	0,9707	1,23E-07	1,19E-07	-1,38E-07	-1,26E-07
13	0,9702	0,9742	4,62E-08	5,23E-08	-3,90E-08	-4,08E-08
14	0,9776	0,9777	1,21E-07	1,18E-07	-1,91E-07	-1,86E-07
15	0,9848	0,9852	4,79E-08	5,19E-08	-6,49E-08	-6,99E-08
16	0,9847	0,9856	1,20E-07	1,16E-07	-2,45E-07	-2,32E-07
17	0,9702	0,9700	5,37E-08	5,12E-08	-1,01E-07	-9,38E-08
18	0,9862	0,9864	1,24E-07	1,14E-07	-2,85E-07	-2,66E-07
média	0,9742	0,9759	MAC = 0,9982		MAC = 0,9985	

Fonte: próprio autor.

Neste processo, montaram-se vetores com os dados das partes real e imaginária para a faixa de frequências de interesse que engloba as

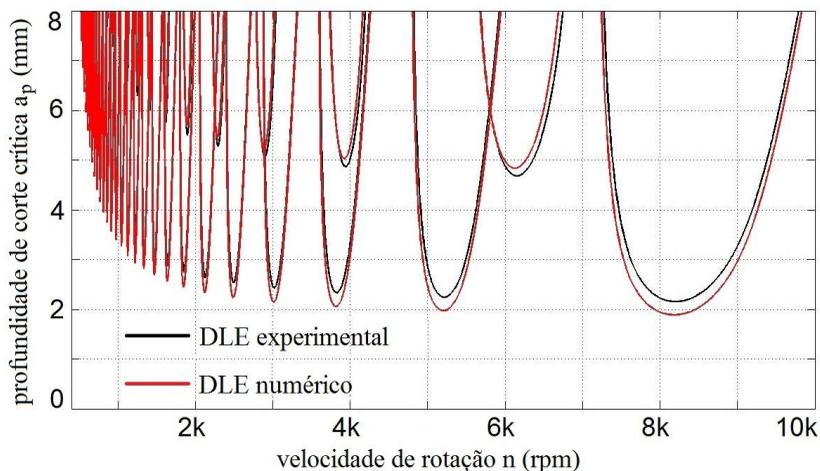
duas primeiras frequências naturais do sistema (600 a 1.800 Hz), calculando o índice MAC para cada comparação realizada. Calculou-se também o MAC para vetores montados com os picos dos modos 1 e 2 da parte imaginária dos dados experimentais e numéricos.

Como apresenta a Tabela 6, os indicadores MAC calculados encontram-se dentro da faixa aceitável de qualidade de ajuste de modelo, normalmente estabelecida entre 0,90 e 1,00. Assim, pode-se agora partir para a análise numérica das placas usinadas.

3.3.2.5 Determinação dos DLE Numéricos da Placa Não Usinada

Analogamente ao realizado no item 3.3.1.4 (Determinação dos DLE Experimentais da Placa Não Usinada), determinaram-se agora os DLE numéricos da placa não usinada para as 9 posições de usinagem.

Figura 40 –DLE numérico e experimental da placa não usinada da posição 9



Fonte: próprio autor.

A Figura 40 ilustra os DLE experimental e numérico sobrepostos para a posição 9, uma das mais críticas, onde pode-se observar a boa aproximação do modelo numérico em relação ao experimental, validada no item anterior. A partir dos modelos numéricos da placa não usinada validados, serão gerados os modelos numéricos das placas usinadas para as 9 posições de usinagem, de onde serão extraídos os parâmetros modais para a construção dos DLE das posições de usinagem que servirão de base para a previsão do *chatter* nos ensaios experimentais de validação da metodologia empregada.

3.3.3 Análise Modal Numérica da Placas Usinadas

3.3.3.1 Construção do Modelo Numérico da Placas Usinadas

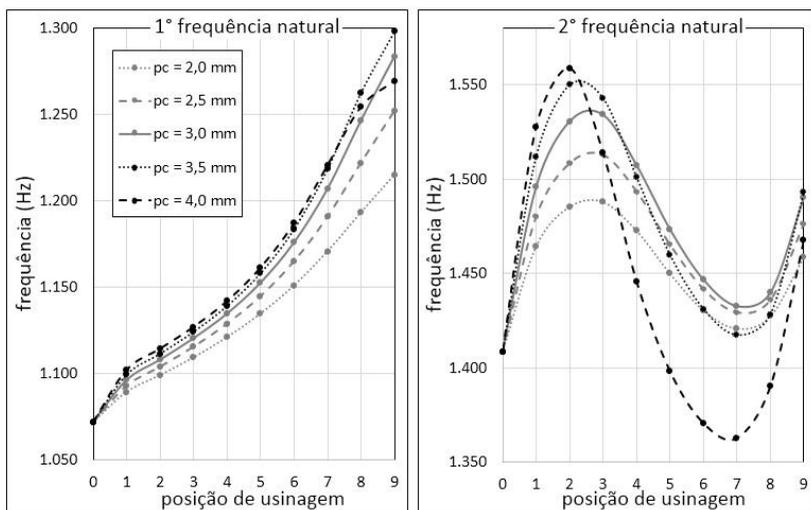
A partir do modelo numérico da placa não usinada, gerado no MSC Nastran, construíram-se os modelos numéricos das placas usinadas para as 9 posições de usinagem e para profundidades de corte de 2,0 a 4,0 mm, em intervalos de 0,5 mm.

Utilizando a solução SOL103 (*Normal Modes Analysis*) do MSC Nastran, determinaram-se as frequências naturais de vibração dos 1° e 2° modos da placa sem usinagem, denominada como P0, e para as 9 posições de usinagem das placas já usinadas e para as profundidades de corte supracitadas.

A Figura 41 ilustra o comportamento das duas primeiras frequências naturais das placas usinadas nas posições de usinagem P0 até P9 e para as profundidades de corte de 2,0 a 4,0 mm. Estes gráficos das frequências dos 1° e 2° modos de vibração mostram significativas

variações conforme é realizada a retirada de material das placas, alterando seu comportamento dinâmico e por conseguinte as regiões de estabilidade e instabilidade em relação ao *chatter*.

Figura 41 – Comportamento das 1ª e 2ª frequências naturais de vibração das placas usinadas em função da posição de usinagem (P0 até P9) e da profundidade de corte (2,0 a 4,0 mm)



Fonte: próprio autor.

Em relação ao 1º modo de vibração, nota-se que, conforme é realizada a extração de material com o fresamento, as frequências aumentam, indicando que a rigidez das placas reduz numa proporção menor que a da massa, da primeira até a última posição de usinagem.

Para o 2º modo de vibração, observa-se que, com a retirada de material, a rigidez diminui numa proporção menor que a da massa até em torno da posição de usinagem P2, fazendo com que as frequências aumentem. Nesta posição, existe um ponto de inflexão e a rigidez começa a cair numa proporção maior que a da massa, diminuindo as

frequências, até a posição P7, onde ocorre nova inflexão. De P7 até o fim do fresamento, a proporção da redução da rigidez volta a ser menor que a da massa, fazendo com que as frequências aumentem novamente.

3.3.3.2 Determinação dos Parâmetros Modais Numéricos da Placas Usinadas

A extração dos parâmetros modais numéricos das placas usinadas foi análoga ao item 3.3.2.3 (determinação dos parâmetros modais numéricos da placa não usinada). Nesse item, os parâmetros das placas usinadas foram determinados para as 9 posições de usinagem e para as profundidades de corte de 2,0 a 4,0 mm, com intervalos de 0,5 mm. A partir desses parâmetros, foram gerados os DLE para as 9 posições de usinagem para cada uma das profundidades de corte estipuladas.

3.3.3.3 Determinação dos DLE Numéricos da Placas Usinadas

De forma análoga ao item 3.3.1.4 (Determinação dos DLE Experimentais da Placa Não Usinada), determinaram-se agora os DLE das placas usinadas para as 9 posições de usinagem e para as profundidades de corte estipuladas. Estes DLE servirão de base para a previsão do *chatter* no fresamento da placa.

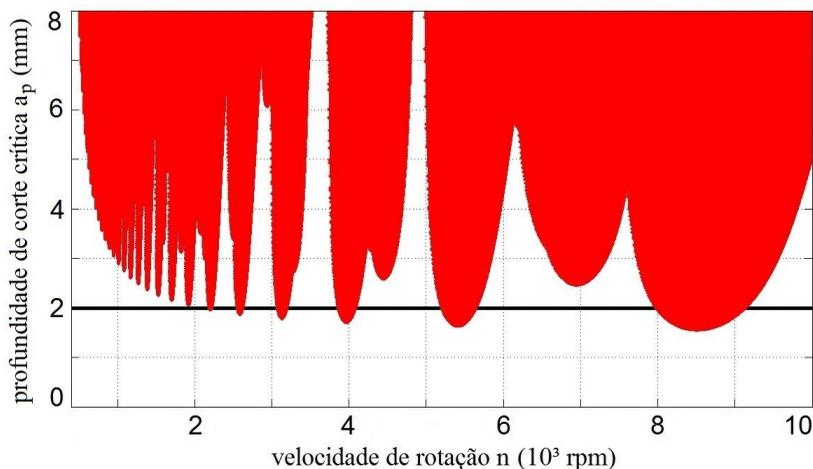
Inicialmente, para cada uma das profundidades de corte, determinaram-se os DLE das placas usinadas para as posições de usinagem P1 a P9. Em seguida, sobrepueram-se os 9 DLE num mesmo

gráfico e traçou-se uma linha horizontal na profundidade de corte utilizada para a construção do DLE respectivo.

As Figuras 42, 43, 44, 45 e 46 apresentam, respectivamente, os DLE sobrepostos para as profundidades de corte de 2,0 mm; 2,5 mm; 3,0 mm; 3,5 mm e 4,0 mm. Nestas figuras, pode-se observar a linha horizontal de profundidade de corte que estabelece os limites de rotação que determinam um corte estável (sem *chatter*) e instável (com *chatter*). À medida que a profundidade de corte aumenta, nota-se que as regiões de corte estável vão diminuindo.

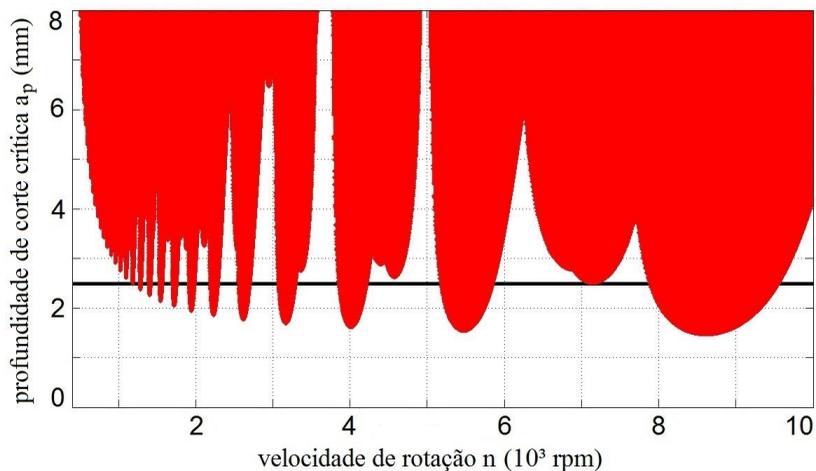
Pode-se observar também que, para todas as profundidades de corte, a influência do 2º modo de vibração nas posições de usinagem P1 e P9, nas extremidades da placa, foi que praticamente determinou as regiões de estabilidade e instabilidade do DLE.

Figura 42 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 2,0 mm



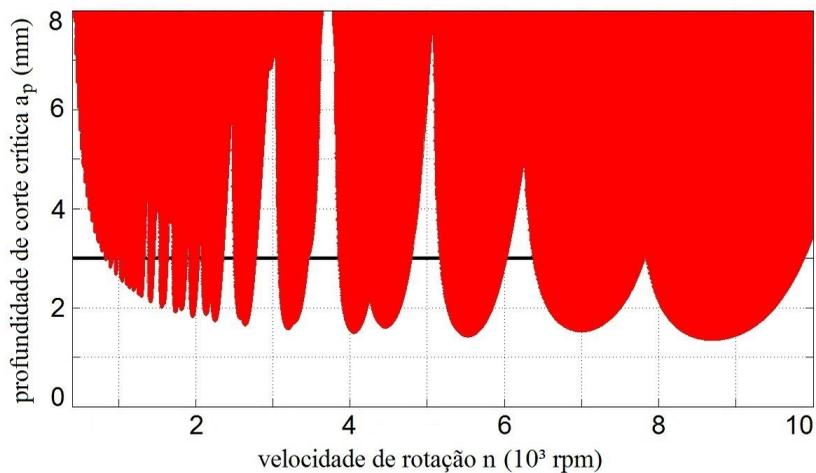
Fonte: próprio autor.

Figura 43 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 2,5 mm



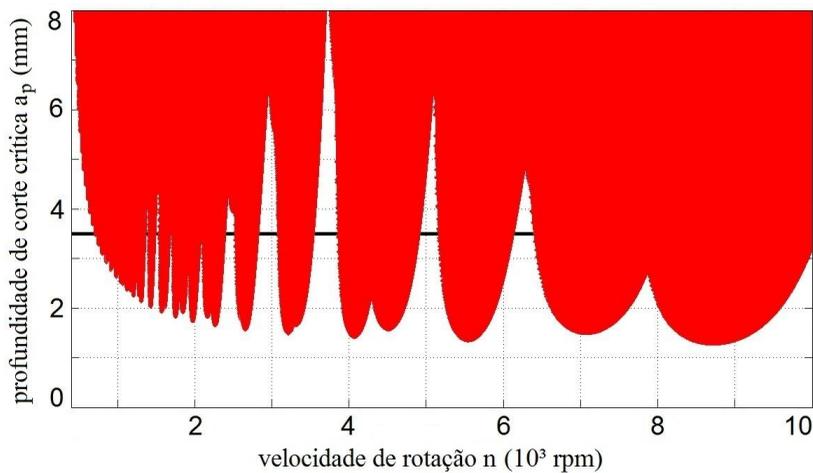
Fonte: próprio autor.

Figura 44 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 3,0 mm



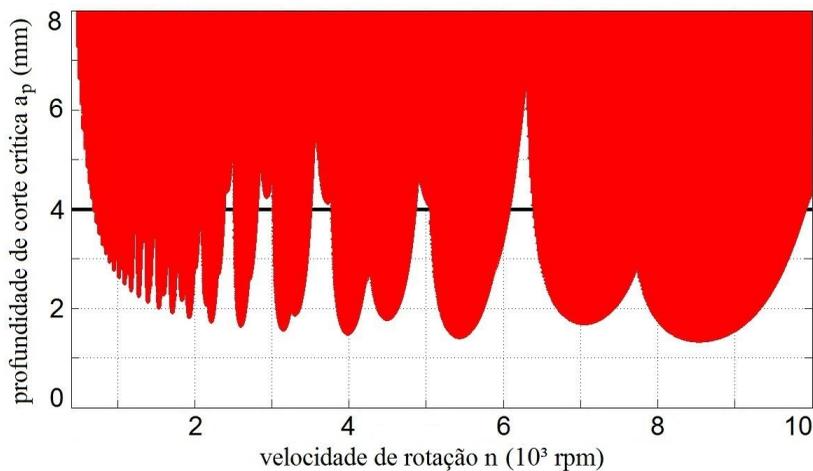
Fonte: próprio autor.

Figura 45 –DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 3,5 mm



Fonte: próprio autor.

Figura 46 –DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 4,0 mm



Fonte: próprio autor.

A partir destes DLE, respeitando os limites impostos pelos fabricantes do inserto e do centro de usinagem, definiram-se os parâmetros de corte a serem utilizados nos experimentos de usinagem de validação da metodologia.

3.3.4 Validação dos DLE das placas usinadas

A validação da metodologia foi realizada por meio de ensaios de fresamento do tipo frontal, assimétrico, parcial e discordante de placas, realizados nas regiões de estabilidade e instabilidade dos DLE. Para comprovação da ocorrência ou não do *chatter*, utilizou-se a medição da pressão sonora da usinagem com microfone, cujo sinal foi coletado e processado com um programa específico do software NI LabVIEW e posteriormente tratado no software NI DIAdem.

3.3.4.1 Determinação dos Limites Práticos de Usinagem

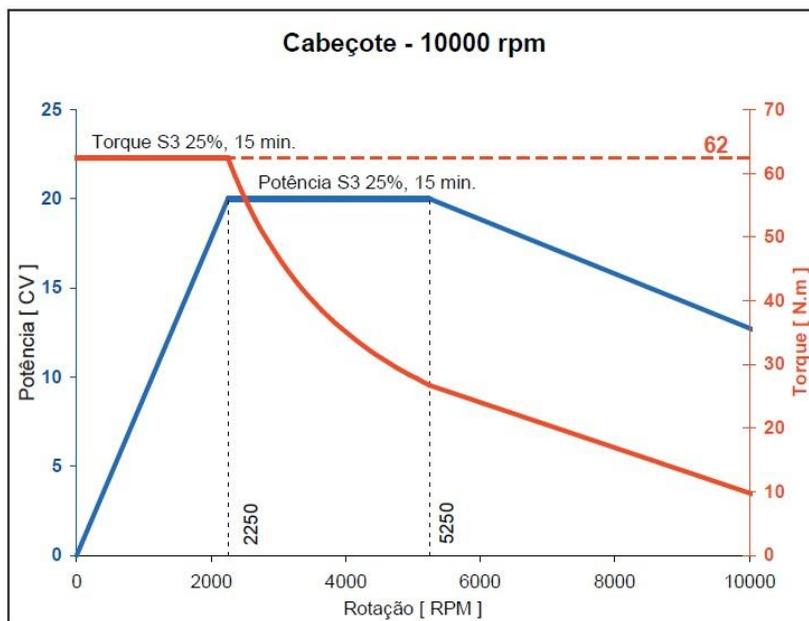
A primeira etapa final de validação consistiu em determinar os limites práticos da usinagem estabelecidos pelos fabricantes do inserto e do centro de usinagem utilizados. A partir destes limites, os DLE das placas usinadas serão editados de forma a estabelecer as regiões de parâmetros de usinagem que podem ser utilizadas nos experimentos de usinagem de validação.

Como aponta Iglesias et al. (2013), todo o espaço de trabalho deve ser considerado para desenvolver um modelo de estabilidade para o processo, que deve necessariamente incluir uma metodologia de seleção da ferramenta a ser utilizada em função dos limites de usinabilidade do material. Assim, o planejamento do processo deve selecionar as

velocidades de corte ótimas, do ponto de vista da usinabilidade, que coincidam com a região estável do DLE, evitando a ocorrência do *chatter* e otimizando a vida útil da ferramenta de corte.

De acordo com o fabricante Sandvik (2010), para alcançar a máxima vida útil dos insertos utilizados nos experimentos (modelo 345R–1305M–PM4230), a faixa de avanço por dente recomendada pelo fabricante é de 0,15 a 0,40 mm/dente e a faixa de velocidade de corte 190 a 250 m/min, o que resulta numa faixa de rotação de 756 a 995 m/min. Em relação à profundidade de corte, o inserto suporta até 6 mm.

Figura 47 – Gráfico de potência do centro de usinagem ROMI D-600



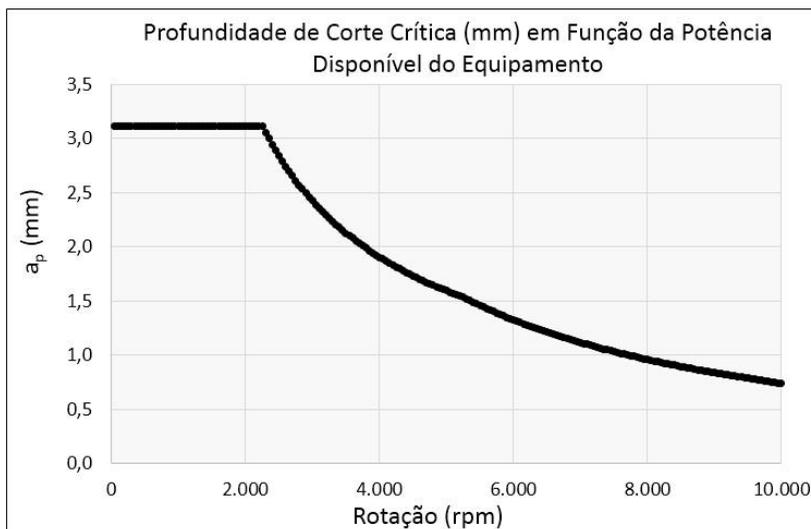
Fonte: Manual do Usuário do Centro de Usinagem ROMI D-600.

Segundo o Manual do Usuário do fabricante do centro de usinagem utilizado, o ROMI D-600, o gráfico de potência para o

cabeçote de 10.000 rpm é conforme apresenta a Figura 47. A partir da curva de potência, inseriram-se nos DLE das placas usinadas os limites de potência relacionados com a rotação (rpm) e a profundidade de corte (mm).

A Figura 48 apresenta o gráfico da profundidade de corte crítica a_p (mm) em função da potência disponível no equipamento, considerando um rendimento de 75%. Para este cálculo, utilizaram-se o avanço por dente f_z de 0,2 mm/dente e uma espessura dinâmica do cavaco média $h_{média} = 0,6053 \cdot h_{máxima}$, calculada segundo equação (2.81) de Altintas (2000). Nesta figura, observa-se que, para a faixa de rotações recomendada pelo fabricante dos insertos, a profundidade máxima de corte é de 3,12 mm.

Figura 48 – Profundidade de corte crítica (mm) em função da potência disponível do equipamento



Fonte: próprio autor.

Aplicando-se os limites impostos pelos fabricantes dos insertos e equipamento utilizados nos DLE sobrepostos das placas usinadas para as profundidades de 2,5 e 3,0 mm (Figuras 43 e 44), obtêm-se os DLE que servirão de referência para os experimentos de usinagem de validação da metodologia para estas profundidades (Figuras 49 e 50).

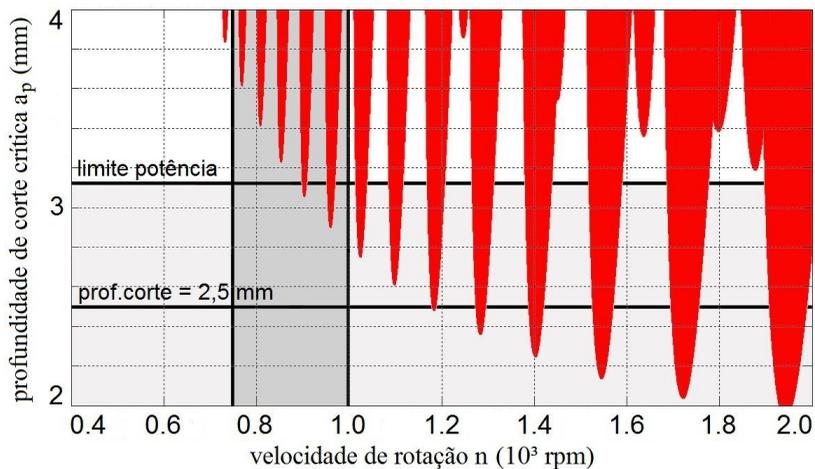
Nos DLE ilustrados nas Figuras 49 e 50, podem-se observar duas linhas verticais, nas rotações de 750 e 995 rpm, que limitam a região de usinagem de acordo com as especificações do fabricante dos insertos utilizados.

Podem-se observar também duas linhas horizontais: a primeira, fixa em todos os DLE, na profundidade de corte de 3,12 mm, limite imposto pela potência do equipamento utilizado, como ilustram as Figuras 47 e 48.

A segunda linha horizontal indica a profundidade de corte para a qual o DLE foi gerado. Assim, por exemplo, a Figura 49 apresenta uma linha horizontal em 2,5 mm, correspondente à profundidade para a qual o DLE foi gerado.

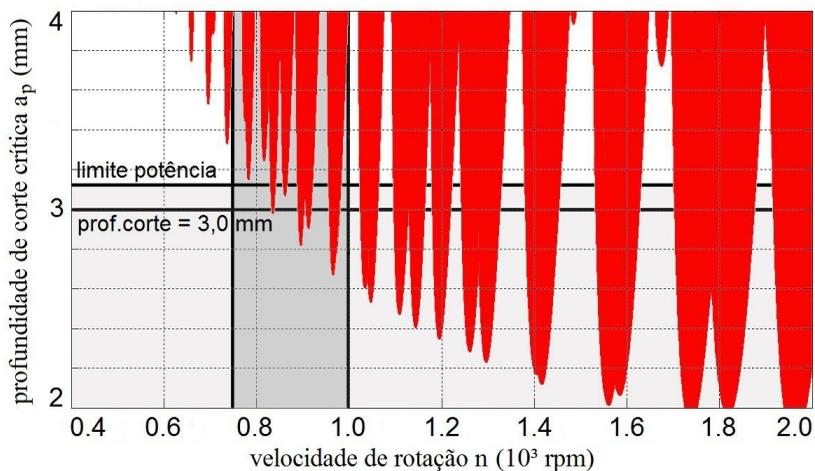
Aumentando-se a rotação em cima dessa linha, observa-se que a primeira intersecção com um dos lóbulos (região de instabilidade em relação ao *chatter*) ocorre na rotação aproximada de 1.180 rpm, o que indica a possibilidade de ocorrência de *chatter* se a usinagem for executada com estes parâmetros (profundidade de corte de 2,5 mm e rotação de 1.180 rpm). Da mesma forma, por este DLE, abaixo de 1.180 rpm, a previsão é de que não ocorra o *chatter*.

Figura 49 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 2,5 mm e limites de usinagem



Fonte: próprio autor.

Figura 50 – DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 da placa usinada com profundidade de corte de 3,0 mm e limites de usinagem



Fonte: próprio autor.

3.3.4.2 Usinagem e Resultados

3.3.4.2.1 Escolha dos pontos de usinagem

Uma vez estabelecidos os limites de usinagem, determinaram-se a quantidade de placas e os parâmetros de usinagem necessários para a validação da metodologia. Optou-se por fresar 6 placas, segundo os parâmetros de corte apresentados na Tabela 7, respeitando os limites de potência disponível impostos pelo fabricante do equipamento e não ultrapassando significativamente os limites recomendados pelo fabricante dos insertos utilizados.

Tabela 7 – Experimentos de fresamento para validação da metodologia

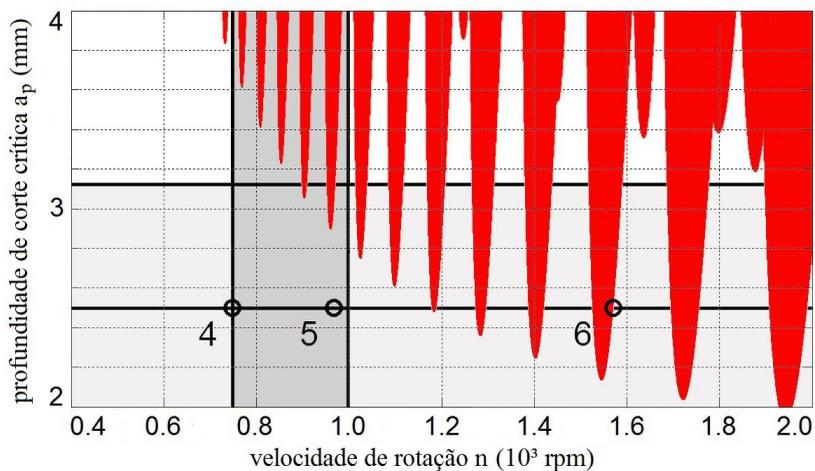
n° placa	profundidade de corte axial (mm)	profundidade de corte radial (mm)	comprimento usinado (mm)	rotação (rpm)	avanço por dente (mm/dente)	avanço (mm/min)	previsão de <i>chatter</i>
1	3,0	35,0	200,0	750	0,2	900	não
2	3,0	35,0	200,0	975	0,2	1.170	sim
3	3,0	35,0	200,0	1.575	0,2	1.890	sim
4	2,5	35,0	200,0	750	0,2	900	não
5	2,5	35,0	200,0	975	0,2	1.170	não
6	2,5	35,0	200,0	1.575	0,2	1.890	sim

Fonte: próprio autor.

Traçando-se os pontos correspondentes aos parâmetros de corte das 6 placas nos DLE específicos para cada profundidade de corte, pode-se avaliar a possibilidade da ocorrência do *chatter*. As Figuras 51 e 52 apresentam os DLE para as profundidades escolhidas para os experimentos, 2,5 e 3,0 mm, e os pontos correspondentes aos parâmetros de corte utilizados no fresamento das placas, onde pode-se observar que, no fresamento das placas 1, 4 e 5, não existe a possibilidade de ocorrência do *chatter*, já que estes pontos escolhidos estão localizados na região de estabilidade dos DLE correspondentes, enquanto que, para as placas 2, 3 e

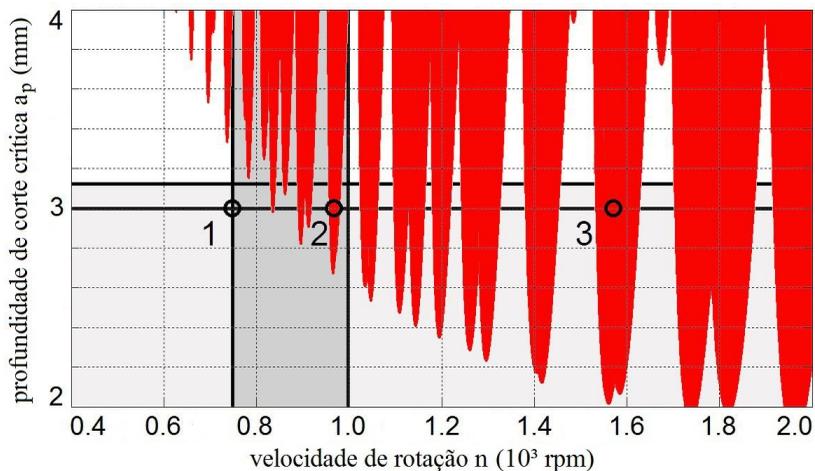
6, existe a possibilidade da ocorrência do *chatter* pois estes pontos encontram-se dentro da região de instabilidade dos DLE correspondentes.

Figura 51 –DLE para profundidade de corte 2,5 mm com os pontos escolhidos para os ensaios de fresamento



Fonte: próprio autor.

Figura 52 –DLE para profundidade de corte 3,0 mm com os pontos escolhidos para os ensaios de fresamento



Fonte: próprio autor.

3.3.4.2.2 Descrição dos gráficos gerados

Nos fresamentos realizados, captou-se a pressão sonora com um microfone e os dados obtidos foram tratados no software NI DIAdem, gerando-se, para cada uma das 6 placas fresadas, os seguintes gráficos: (a) pressão sonora e (b) valor quadrático médio (RMS) da pressão sonora englobando todo o tempo de fresamento e a FFT do sinal da pressão sonora captado em torno das posições de usinagem P1 a P9.

Delio et al. (1992), compararam vários sensores e mostraram que o microfone é um excelente sensor para ser usado na detecção e controle do *chatter* em operações de usinagem. Quintana et al. (2011) apontam que o uso de microfone para captar e analisar a pressão sonora para prever o *chatter* é uma solução eficiente e barata.

As Figuras 53 a 58 apresentam estes gráficos acima descritos para, respectivamente, as placas 1 a 6, conforme condições de usinagem dadas pela Tabela 7, e correlacionados com a foto da placa após o fresamento.

Nas fotos das placas fresadas, que aparecem na parte superior das figuras supracitadas, são identificadas as posições de usinagem P1, P3, P5, P7 e P9, posições que também são identificadas nos gráficos seguintes para permitir a análise comparativa.

Os pontos de contato dos dois insertos em corte de cada posição estão identificados e o raio que os ligam identifica a posição da fresa. Nas fotos também é possível visualizar o acabamento superficial resultante da operação de fresamento. A partir das fotos das placas, é

avaliar o acabamento superficial pós usinagem e identificar eventuais marcas causadas pelo *chatter*.

Segundo Liang et al. (2004), o *chatter* resulta em excessivas forças de corte cujas consequências são o desgaste acelerado ou falha da ferramenta de corte e o descarte das peças fabricadas em função do acabamento superficial resultante fora das tolerâncias de qualidade.

A vibração *chatter* produz um ruído e marcas superficiais características que podem ser observadas por simples inspeção visual da peça após o processo de usinagem (LACERDA et al. 2004).

Dessa forma, a análise visual do acabamento da placa fresada é uma das formas de detecção do *chatter*.

(a) Gráfico da Magnitude da Pressão sonora.

Logo abaixo das fotos das placas fresadas, aparecem os gráficos da pressão sonora captada durante todo o processo de usinagem de fresamento e curtos espaços de tempo antes e depois da usinagem.

Estes gráficos apresentam a magnitude da pressão sonora, em mPa, em função da posição de corte da fresa, em mm. A partir do avanço utilizado na operação, dado em mm/min, é possível determinar também, por estes gráficos, a magnitude da pressão sonora em função do tempo de fresamento.

Segundo Chan (1990), uma outra forma de detectar o *chatter* é analisar a pressão sonora. Porém, a identificação do *chatter* com a pressão sonora pode apresentar dificuldades devido a interferências externas ou do próprio processo de corte, como a excessiva interferência

do ângulo de folga. No entanto, a partir da magnitude pressão sonora, pode-se identificar o *chatter* por meio da análise dos picos no espectro deste sinal próximos à frequências naturais.

Nos 6 experimentos efetuados, a captação da pressão sonora do contato dos insertos com a placa se inicia na posição 0 mm, quando começa a remoção de material na posição em que a fresa tangencia a lateral da placa, e termina aproximadamente na posição 280 mm, quando os dentes que não estão em corte ainda têm algum contato com a placa e a fresa está tangenciando a outra lateral da placa.

Nos gráficos da pressão sonora, pode-se observar facilmente a região do fresamento (área cinza), onde a magnitude da emissão acústica é mais alta do que nas regiões onde não há usinagem e somente o ruído de funcionamento do equipamento e fontes externas é captado pelo microfone.

Nestes gráficos também estão destacadas as mesmas posições de usinagem identificadas nas fotos das placas fresadas (P1, P3, P5, P7 e P9), além das posições de início e término do contato entre a fresa e a placa. Maiores magnitudes de pressão sonora também são relacionadas com o aparecimento do *chatter*.

(b) Gráfico do valor quadrático médio (RMS) da pressão sonora.

Abaixo dos gráficos da magnitude da pressão sonora, observam-se os gráficos RMS. Estes gráficos apresentam o valor da magnitude do RMS, em mPa, para o tempo total de fresamento, em função da posição de corte, em mm, analogamente aos gráficos da pressão sonora.

Da mesma forma, a região de corte aparece destacada em cinza, região onde se observa que a magnitude do RMS se eleva, e as mesmas posições de usinagem estão identificadas. Estes gráficos também dão uma indicação em quais posições de usinagem da placa, houve maior emissão acústica, o que pode ser um indicativo da presença da vibração *chatter*.

O RMS é uma medida de nível relacionada com energia e que leva em consideração o histórico de tempo. Para uma função variável contínua $f(t)$, definida no intervalo $T_1 \leq t \leq T_2$, o RMS é dado por

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} [f(t)]^2 dt}. \quad (67)$$

De acordo com NING et al. (2000), o RMS é uma das formas mais comuns de analisar sinais de som. O valor do RMS da pressão sonora é muito mais alto na usinagem com *chatter* do que no corte estável.

(c) FFT do sinal de pressão sonora.

Na parte inferior das figuras, abaixo dos gráficos do RMS, observa-se as FFTs das posições de usinagem P1, P3, P5, P7 e P9 marcadas nas placas, num período de tempo de 0,5 segundo em torno de cada posição de usinagem.

A FFT permite descrever no domínio da frequência um sinal obtido no domínio do tempo, “separando” este sinal no tempo em várias ondas senoidais no espectro de frequências, identificando quais são as frequências mais relevantes no sinal.

Os gráficos das FFTs trazem a magnitude da pressão sonora (mPa) em função da frequência (kHz) com a identificação da posição de usinagem a que se referem. Como aponta Delio et al. (1992), as FFTs da pressão sonora indicam o aparecimento das vibrações *chatter* próximas às frequências de ressonância dos modos de vibração das placas quando os fresamentos são realizados nas regiões de instabilidade da placa em relação ao *chatter*.

3.3.4.2.3 Análise dos resultados

A análise dos resultados foi realizada para as placas usinadas com a mesma profundidade de corte.

(i) Placas 1, 2 e 3 (profundidade de corte de 3,0 mm).

A Figura 52 apresenta os DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 para a profundidade de corte de 3,0 mm, onde se observa que a previsão é que o *chatter* não ocorra na placa 1 e apareça no fresamento das placas 2 e 3. Neste DLE também pode-se observar que as placas 1 e 2 estão bem próximas da fronteira entre as regiões de estabilidade e instabilidade. Nas Figuras 53, 54 e 55, observam-se os resultados dos experimentos de fresamento deste grupo de placas.

A placa 1 (Figura 53), fresada com 750 rpm, apresenta o comportamento da magnitude da pressão sonora ao longo da usinagem mais estável deste grupo, sem grandes variações. Também apresenta os menores valores de magnitudes de pressão sonora, com média de 40 mPa e pico máximo em torno de 48 mPa na posição de usinagem P9.

Já a placa 2 (Figura 54), fresada com um rotação de 975 rpm, apresenta valores de magnitude de pressão sonora intermediários entre as placas 1 e 3. O comportamento da pressão sonora ao longo do experimento já não apresenta a estabilidade observada na placa 1, porém não é tão instável quanto o da placa 3, apresentando uma média de magnitude de pressão sonora de 45mPa e picos máximos de cerca de 60 mPa nas posições de usinagem P1, P7 e P9.

Na placa 3 (Figura 55), fresada com rotação de 1.575 rpm, as magnitudes de pressão sonora são relativamente maiores que as da placa 1 e 2 e apresentam um comportamento mais instável ao longo da usinagem, com uma média de 50 mPa e picos bem evidentes de 75 mPa na posição P1 e 65 mPa na posição P9, indicando os primeiros indícios da presença do *chatter* nestas posições, conforme previsto no DLE.

Como apontam RIVIÈRE et al. (2006), uma simples comparação da magnitude da pressão acústica seria suficiente para a detecção do *chatter*, porém a magnitude também varia com as condições de corte. Assim, neste caso, como a remoção de material aumenta da placa 1 para a 3, o aumento da magnitude da pressão sonora é esperado de uma placa para a outra, o que pode ser visualizado nas Figuras 53, 54 e 55.

Entretanto, para o corte em regiões de estabilidade para o *chatter*, a magnitude da pressão sonora deve ter o comportamento estável durante o fresamento para cada placa, sem grandes variações entre as posições de usinagem.

Por outro lado, deve ser instável e com variações quando o corte ocorre em regiões de instabilidade em relação ao *chatter*. Os trabalhos

de Polli (2005) e Delio (1992) mostram este comportamento da magnitude da pressão sonora em função dos parâmetros de corte estarem ou não em regiões de estabilidade do DLE.

Conforme mostram os gráficos da pressão sonora para este grupo de placas, a variação da magnitude da pressão sonora para a placa 3, onde o DLE prevê a ocorrência de *chatter*, é bem mais significativa que a da placa 1, onde o DLE não prevê o *chatter*, apresentando maiores magnitudes nas posições extremas, onde existe a previsão de *chatter* pela ação do 2º modo de vibração.

A placa 2, para a qual a previsão é de *chatter* segundo o DLE, apresenta características intermediárias entre as placas 1 e 3 em relação ao comportamento de magnitude da pressão sonora.

Os gráficos do RMS das placas 1, 2 e 3 apresentam um comportamento similar ao da magnitude da pressão sonora.

A placa 1 apresenta um RMS médio de 18 mPa e valor máximo de 20 mPa, sem grandes alterações ou picos de energia durante a usinagem.

A placa 2, o gráfico RMS apresenta um comportamento menos estável que o da placa 1, com média de magnitude de 20 mPa e máximo de 21,2 mPa.

Já o da placa 3 apresenta um comportamento significativamente instável ao longo da usinagem, com magnitude média de 22,5 mPa e um valor máximo de 25 mPa bem evidente na posição de usinagem P9, indicando um valor maior de energia gerada pela vibração *chatter*.

Como as condições de usinagem são constantes durante todo o fresamento da placa e o 2º modo de vibração é que determinou a construção dos DLE, indicando que as extremidades das placas apresentariam o *chatter*, conclui-se que esta diferença de energia é um indício do aparecimento das vibrações regenerativas. O trabalho de Peixoto (2013) apresenta resultados similares do comportamento do RMS em função da presença ou não do *chatter*.

Nos gráficos das FFTs das posições de usinagem da placa 1 não se observa excitações relevantes das frequências *chatter* enquanto que as FFTs da placa 2 já apresentam a excitação de frequências *chatter* mais significativa, principalmente na posição de usinagem P7, onde se observa a excitação das frequências *chatter* relativas ao 2º e 3º modos de vibração.

Na placa 3, as FFTs confirmam os indícios do *chatter* apresentados pelos gráficos de pressão sonora e RMS, onde se observa que a frequência *chatter* relativa ao segundo modo de vibração, em torno de 1.500 Hz, é excitada nas posições de usinagem das extremidades da placa, P1 e P9.

Nas posições de usinagem P3, P5, P7 e P9 observa-se a excitação da frequência *chatter* do terceiro modo de vibração, modo este não considerado nas hipóteses iniciais dessa dissertação.

Analogamente ao trabalho de RIVIÉRE et al. (2006), as FFTs dos sinais sonoros instáveis apresentam a excitação de frequências próximas às frequências naturais do sistema, chamadas de frequências *chatter*.

Em relação ao acabamento superficial resultante, a foto da placa 1 após a usinagem apresenta um acabamento superficial sem marcas de *chatter*. Na foto da placa 2 pós-usinagem, as marcas de vibração *chatter* aparecem mas não são severas. Na placa 3 observa-se marcas de *chatter* severas e bem evidentes em torno da posição de usinagem P9, confirmando a previsão de *chatter* do DLE da Figura 52.

Portanto, por meio da análise conjunta dos gráficos, para a placa 1, todos os gráficos apontam para a estabilidade do processo, conforme previa o DLE correspondente.

A placa 2, cuja previsão do DLE é de instabilidade, os gráficos mostram características tanto de estabilidade quanto de instabilidade, apontando, neste caso, para um corte denominado marginalmente estável.

Para a placa 3, a análise conjunta dos gráficos não deixam dúvidas do corte instável, confirmando a previsão de *chatter* do DLE da Figura 52.

(ii) Placas 4, 5 e 6 (profundidade de corte de 2,5 mm).

Em relação aos experimentos realizados para a profundidade de corte de 2,5 mm, observa-se que o comportamento das placas 4, 5 e 6, ilustrados nas Figuras 56, 57 e 58, respectivamente, foi similar aos das placas 1, 2 e 3.

A Figura 51 apresenta os DLE sobrepostos das posições de usinagem P1 a P9 para a profundidade de 2,5 mm, que indica a previsão de *chatter* para a placa 6 e corte estável para as placas 4 e 5.

A placa 4, conforme apresenta a Figura 56, apresenta um gráfico de magnitude de pressão sonora com comportamento estável, com média de 38 mPa e pico, pouco evidente, de 50 mPa.

O comportamento do gráfico RMS segue a mesma tendência estável, com magnitude média de 21,2 mPa e pico pouco aparente de 22,5 mPa. Ambos os gráficos dão indícios que não houve instabilidade no processo provocada pelo *chatter*, conforme prevê o DLE correspondente (Figura 51).

As FFTs da placa 4 ratificam a análise anterior, não apresentando excitações relevantes das frequências *chatter* da placa em nenhuma das posições de usinagem. A foto da placa após o fresamento também corrobora esta análise, não apresentando nenhum indício de marcas de *chatter* em sua superfície.

A placa 5 (Figura 57) já apresenta um comportamento da magnitude de pressão sonora durante a usinagem um pouco mais instável que o da placa 4, com média de 50 mPa e pico de 70 mPa na posição de usinagem P9.

O gráfico RMS acompanha esta tendência, já apresentando uma variação maior durante o fresamento, com média de 22,5 mPa e pico de 24 mPa na posição P9.

Nas FFTs é possível observar a frequência *chatter* relativa ao segundo modo de vibração sendo excitada nas extremidades da placa

(posições P1 e P9) embora a foto do acabamento superficial não mostre marcas de *chatter* nitidamente.

Como a placa 5 apresenta características das regiões de estabilidade e instabilidade, este processo de fresamento é considerado marginalmente estável.

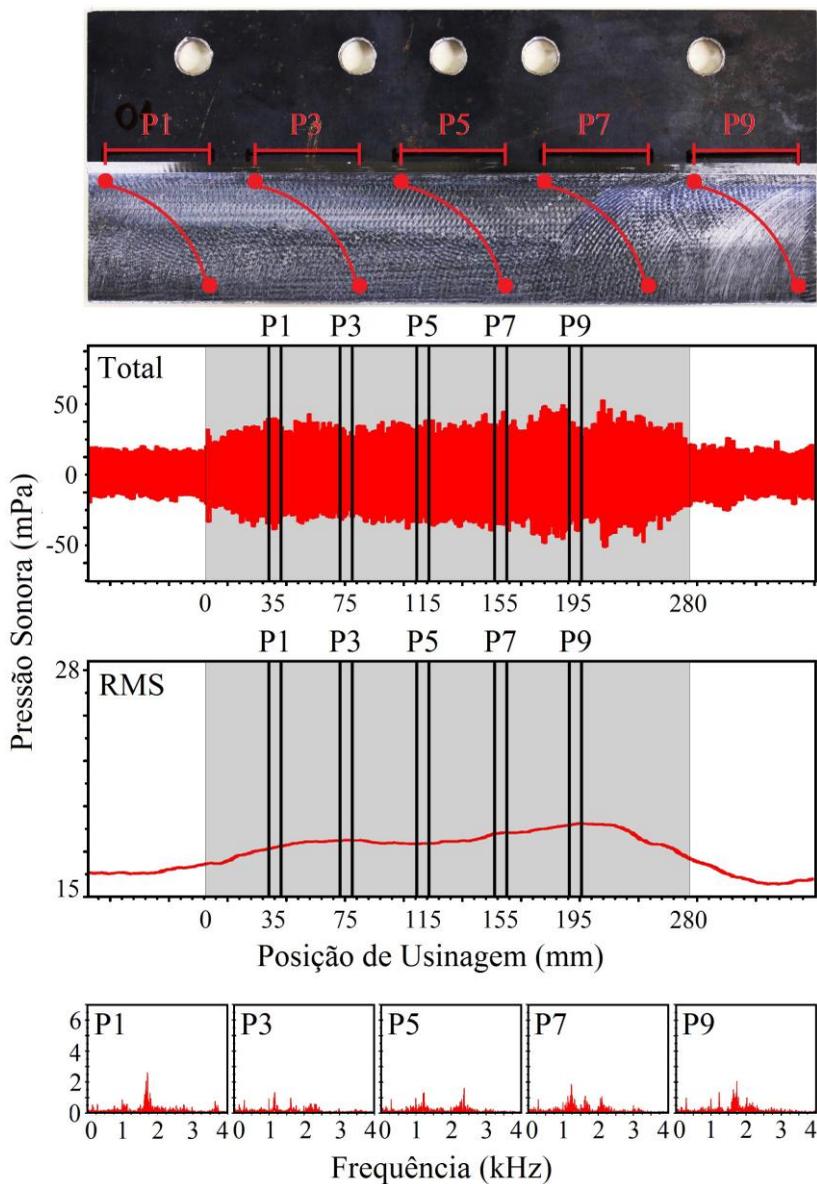
Por fim, a placa 6 apresenta um comportamento absolutamente instável, conforme prevê o DLE. O gráfico da magnitude da pressão sonora apresenta grande instabilidade, onde pode-se observar a presença de grandes variações, com média de 62 mPa durante o fresamento e picos de 88 mPa na posição de usinagem P1 e 80 mPa na posição P9.

O gráfico RMS apresenta comportamento equivalente ao da magnitude da pressão sonora, com elevações de energia evidentes nas posições de usinagem extremas da placa, indicando a presença do *chatter* pela ação do 2º modo de vibração, conforme prevê o DLE. A média e ponto máximo do RMS para a placa 6 também foram superiores aos das placas 4 e 5 (média de 23,8 mPa e máximo de 27 mPa).

As FFTs da placa 6 também mostram a frequência *chatter* relativa ao 2º modo de vibração sendo excitada nas posições extremas de usinagem P1 e P9, indicando de forma inequívoca a presença do *chatter* no fresamento desta placa.

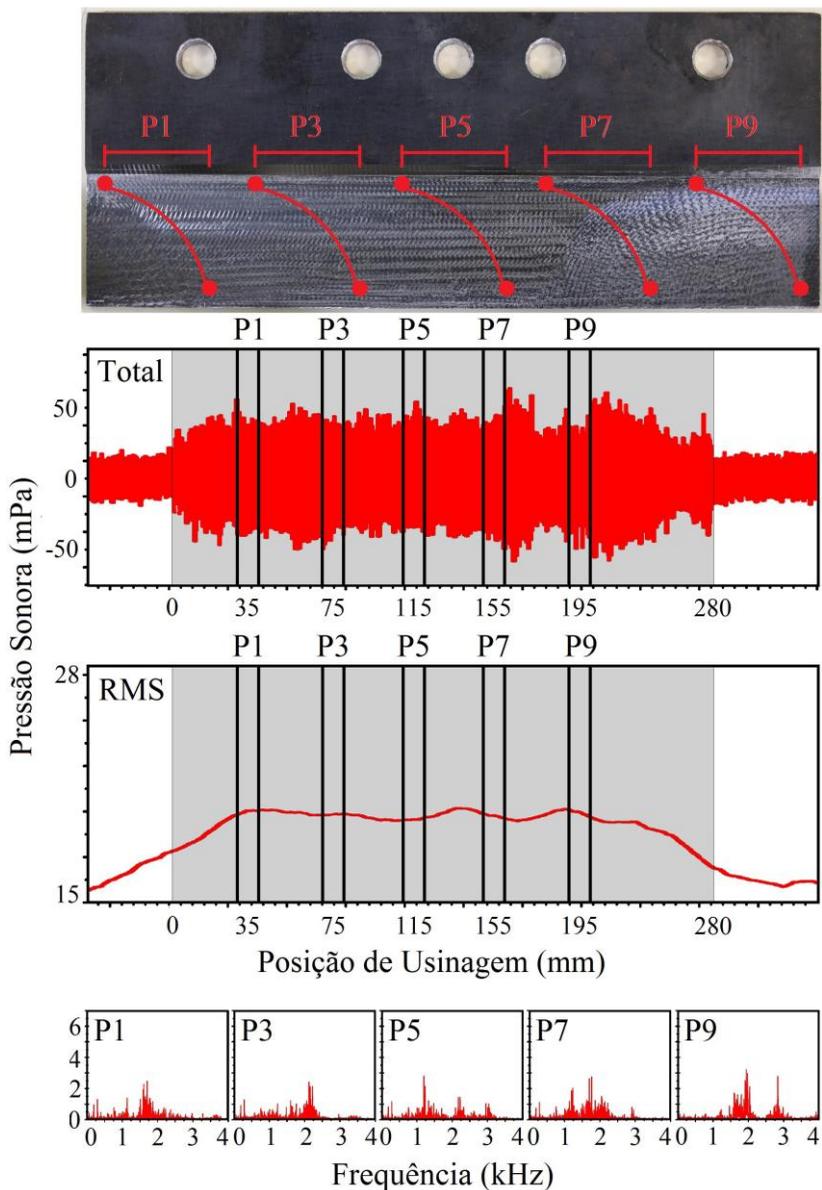
Finalmente, a foto da placa 6 mostra a presença de marcas de *chatter*, mais nitidamente na posição de usinagem P9.

Figura 53 – Gráfico da pressão sonora, RMS e FFT's das posições de usinagem da placa 1 com profundidade de corte de 3,0 mm



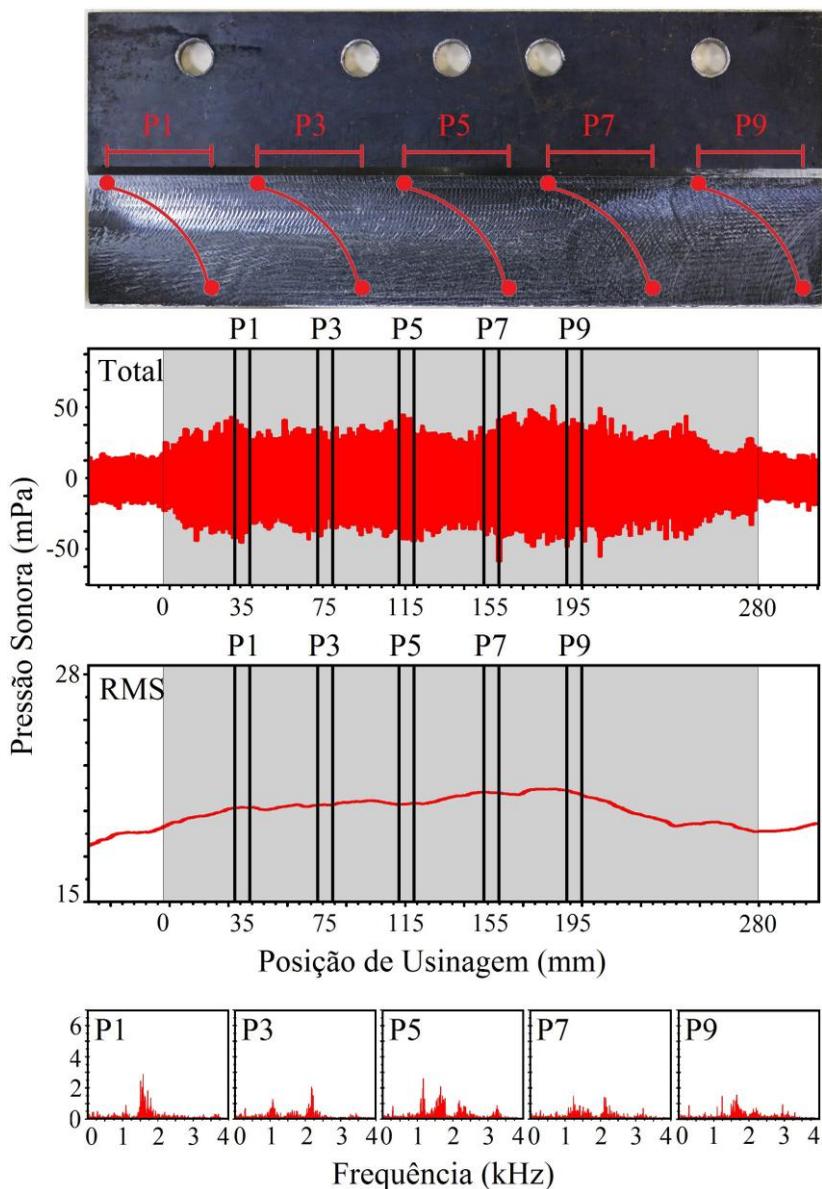
Fonte: próprio autor.

Figura 54 – Gráfico da pressão sonora, RMS e FFT's das posições de usinagem da placa 2 com profundidade de corte de 3,0 mm



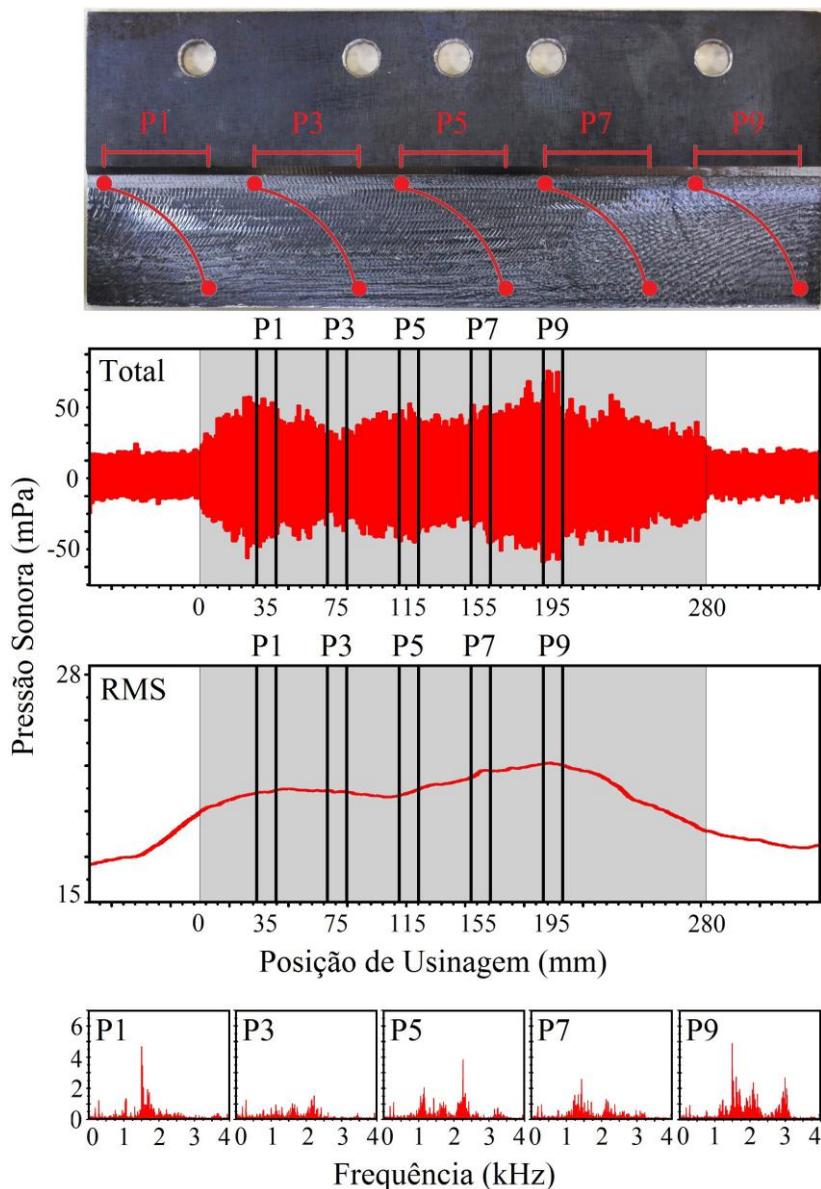
Fonte: próprio autor.

Figura 56 – Gráfico da pressão sonora, RMS e FFT's das posições de usinagem da placa 4 com profundidade de corte de 2,5 mm



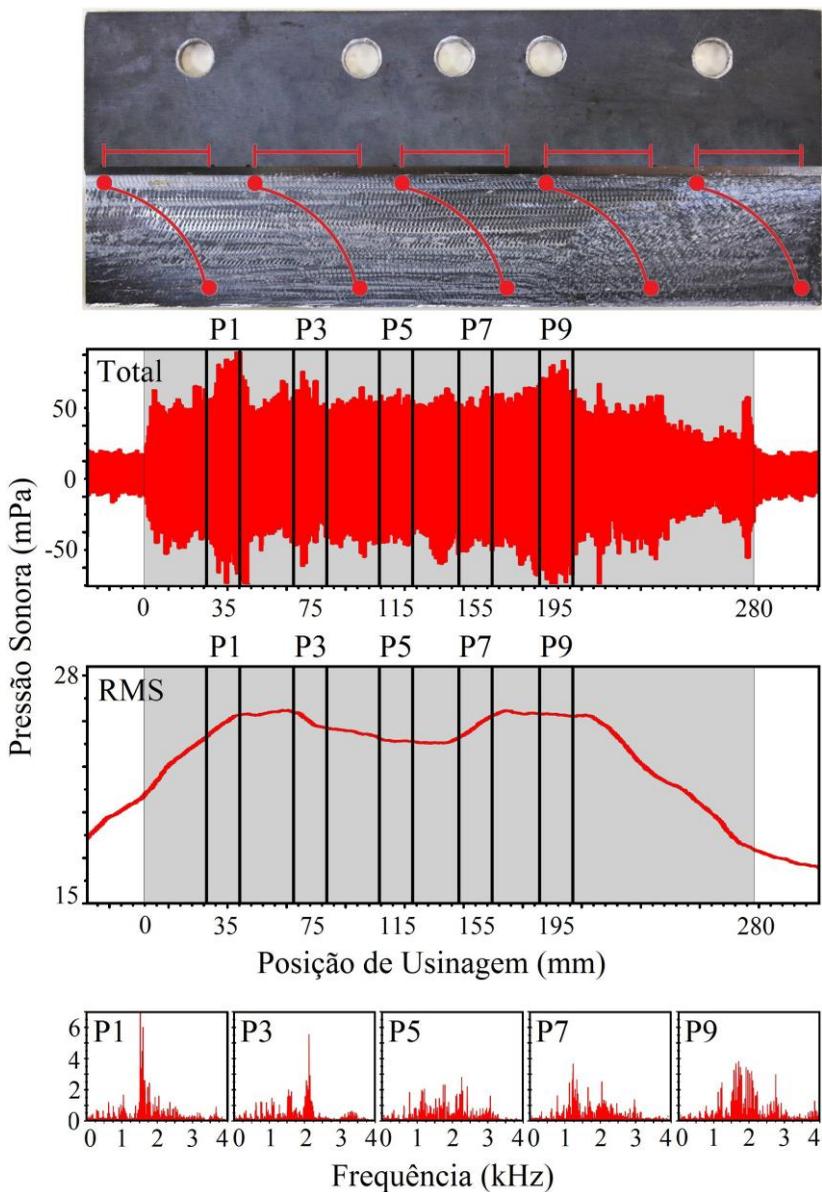
Fonte: próprio autor.

Figura 57 – Gráfico da pressão sonora, RMS e FFT's das posições de usinagem da placa 5 com profundidade de corte de 2,5 mm



Fonte: próprio autor.

Figura 58 – Gráfico da pressão sonora, RMS e FFT's das posições de usinagem da placa 6 com profundidade de corte de 2,5 mm



Fonte: próprio autor.

4 CONCLUSÕES

Como apresentado neste trabalho, os processos de usinagem de fresamento de placas finas encontram grandes limitações de produtividade devido ao *chatter*, que limita significativamente os parâmetros de corte que podem ser utilizados sem que esse tipo de vibração ocorra.

A conclusão inicial do trabalho é que as modificações estruturais de uma placa fina, resultado da taxa de remoção de material e do posicionamento da ferramenta de corte, que alteram a massa e a rigidez e por conseguinte as frequências naturais do sistema durante o fresamento, influenciam de forma significativa no comportamento dinâmico da peça em relação ao *chatter*, alterando a magnitude e posição dos lóbulos de estabilidade.

Embora estas modificações estruturais sejam contínuas ao longo do processo de fresamento, o método empregado foi discreto, selecionando somente 9 posições de usinagem na placa fresada, o que foi suficiente para a previsão do *chatter*, determinando a influência da posição da ferramenta de corte ao longo da usinagem da placa e a alteração do comportamento dos lóbulos de estabilidade em função da quantidade de remoção de material causada pela profundidade de corte escolhida. Também pode-se determinar a variação das duas primeiras frequências naturais de vibração em função da quantidade de remoção de material, o que influi decisivamente na construção dos DLE e, por conseguinte, na previsão da vibração *chatter*.

Por outro lado, os processos de fresamento de placas finas também podem ser limitados pelas características de usinabilidade do material. Assim, em decorrência das recomendações de corte para o fresamento do material estudado, as condições de corte ficaram numa região característica de influência do amortecimento do processo, o que possibilitou o aumento da profundidade de corte sem a ocorrência do *chatter*, até o limite de potência disponível do equipamento.

Como apresentam os DLE para as profundidades de corte de 2,5 e 3,0 mm, parte da região de estabilidade em relação ao *chatter* dos diagramas é limitada pelas recomendações do fabricante dos insertos de corte e pela potência disponível do equipamento.

Portanto, a segunda conclusão deste trabalho, é que o planejamento do processo deve selecionar as velocidades de corte ótimas, do ponto de vista de usinabilidade, que coincidam com a região de estabilidade dos DLE, evitando a ocorrência do *chatter* e otimizando a vida útil da ferramenta de corte.

A terceira conclusão é que, no caso de baixas rotações de usinagem, empregadas nos experimentos realizados neste trabalho, onde os lóbulos do DLE estão muito próximos um do outro, o amortecimento do processo é determinante para a delimitação das regiões de estabilidade e instabilidade em relação ao *chatter*, elevando as profundidades de corte críticas do processo em relação às regiões de rotações mais elevadas. Nas 6 placas fresadas para a validação do processo, para rotações entre 900 e 1.890 rpm, o amortecimento do processo é que determinou as regiões de estabilidade e instabilidade dos DLE.

Se a influência do amortecimento não fosse considerada, as placas 1, 4 e 5 estariam na região de instabilidade juntamente com as demais. Nestas mesmas figuras, pode-se observar que, para altas rotações, o amortecimento do processo já não influencia significativamente na profundidade de corte crítica do *chatter* e, como os lóbulos estão mais distantes um dos outros, é possível selecionar profundidades de corte maiores que a crítica entre os lóbulos.

Finalmente, em relação à validação dos DLE gerados com o método proposto nesta dissertação, realizada através de experimentos de usinagem por fresamento, conclui-se que a previsão da ocorrência da vibração *chatter* foi efetiva. Fresamentos dentro das regiões de instabilidade, mais afastados da região de fronteira, apresentaram claros indícios da ocorrência de *chatter* enquanto que os realizados nas regiões de estabilidade, não apresentaram indícios do *chatter*. Fresamentos realizados próximos às fronteiras entre as regiões de estabilidade e instabilidade apresentaram características de transição, classificados como processos marginalmente estáveis.

Portanto, com a metodologia empregada neste trabalho para determinação dos DLE para previsão do *chatter*, que considera as modificações estruturais do sistema e consequentes alterações do comportamento dinâmico das placas, e faz o ajuste do modelo numérico da placa para ajustar o efeito do engaste, é possível prever as condições de corte para a usinagem de placas finas sem que ocorra o *chatter*.

5 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Automatizar o processo para realizar o ajuste de modelo numérico e gerar o DLE das posições de usinagem, que inclua o efeito das modificações estruturais, a partir da análise modal experimental da placa a ser usinada, eliminando os desvios de fixação entre uma placa e outra.

Desenvolver uma metodologia para otimizar a taxa de remoção de material por meio da variação da rotação e avanço no fresamento da mesma peça, de forma que os parâmetros de corte não impliquem na instabilidade do processo em nenhuma posição de usinagem.

Aplicar a metodologia de previsão de *chatter* de acordo com a abordagem de D'ambrogio et al. (2000), que prevê a modelagem de somente uma região simplificada da estrutura que englobe as modificações realizadas, propiciando que estruturas complexas, cuja modelagem seria inviável ou de alto custo computacional, possam ser reduzidas a modelagens simples como a de uma placa ou viga e eliminação da necessidade do ajuste do engaste do modelo.

Bibliografia

AHMADI, K.; ISMAIL, F. Analytical stability lobes including nonlinear process damping effect on machining *chatter*. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**, 51, 4, 296–308, Abril 2011.

ALAN, S.; BUDAK, E. and ÖZGUVEN, H. N. Analytical prediction of part dynamics for machining stability analysis. **International Journal of Automation Technology**, 4, 3, 259-267, 2010.

ALAN, S.; BUDAK, E.; ÖZGUVEN, H. N, and TANER TUNÇ, L. Prediction of workpiece dynamics and its effects on chatter stability in milling, **CIRP Annals - Manufacturing Technology**, 61, 1, 339-342, 2012.

ALLEMANG, R. J.; BROWN, D. L. 1982. A correlation coefficient for modal vector analysis. Proceedings of the I-Imac, 1982.

ALTINTAS, Y. **Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design**. 1ª Edição. Cambridge University Press, 2000.

ALTINTAS, Y. Analytical prediction of three dimensional chatter stability in milling, **Japan Society of Mechanical Engineers, International Journal Series C: Mechanical Systems. Mach Elem Manuf**, 44, 2, 717, 723, 2001.

ALTINTAS, Y. and BUDAK, E. Analytical prediction of stability lobes in milling. **Annals of the CIRP**, 44, 1, 357-362, Dezembro 1995.

ALTINTAS, Y. and WECK, M. *Chatter* stability of metal cutting and grinding. **CIRP Annals-Manufacturing Technology**, 53, 2, 619-642, 2004.

ARNOLD, R. N. The mechanism of tool vibration in the cutting of steel, Proceedings, **Institute of Mechanical Engineering**, 154-261, 1946.

AVITABILE, P. 2001. "Experimental Modal Analysis: A Simple Non-Mathematical Presentation". **Sound And Vibration**, University of Massachusetts Lowell, Lowell, Massachusetts.

BALACHANDRAN, Balakumar, MAGRAB, Edward B. **Vibrações Mecânicas**. 2ª Edição. São Paulo: Cengage Learning, 2011.

BATHE, K. J. Finite Element Procedures. 2nd Edition. Prentice Hall. 1996.

BLEVINS, R. D. **Formulas for Natural Frequency and Mode Shape**, Robert E. Kieger Publishing Company, New York. 1979.

BRUEL & KJAER. Modal parameters. Slides BA 7679-13, 2003.

BUDAK, E. and ALTINTAS, Y. Analytical prediction of *chatter* stability in milling – part ii: Application of the general formulation to common milling systems, **The American Society of Mechanical Engineers, J. Dyn., Meas., Control**, 120, 1, 31-36, 1998.

BUDAK, E.; KAYHAN, M. An experimental investigation of *chatter* effects on tool life. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: **Journal of Engineering Manufacture**, 223, 1455-1463, 2009.

CAMPA, F.; SEGUY, S.; LOPEZ DE LACALLE, L.; ARNAUD, L.; DESSEIN, G. and ARAMENDI, G. Stable milling of thin-walled parts with variable dynamics, in: **Proceedings of the 6th International Conference High Speed Machining**, San Sebastián, 2007.

CHAN, P. K. F. **Chatter Avoidance in Milling**. A thesis submitted in partial fulfillment of the requirements of the degree of Master of Applied Science. University of British Columbia, Vancouver, 1990.

CHENG, K. **Machining Dynamics: Fundamentals, Applications and Practices**. 1^a Edição. Ed. Springer, 2008.

CHIAVERINI, V. **Processos de fabricação e tratamento**. 2^a Edição. São Paulo. McGraw-Hill, 1986.

CRICHIGNO FILHO, J. M.; BORTOLANZA, J. F. An Investigation of Stability Analysis on Face Milling of Cantilever Plate at Low Cutting Speed, **Journal of Advanced Manufacturing Systems**, 2016 (aceito para publicação).

D'AMBROGIO, W. and SESTIERI, A. Coupling Theoretical Data and Translational FRFs to Perform Distributed Structural Modification. **Mechanical Systems and Signal Processing**. 15, 1, 157-172, 2000.

DAVIES, M. and BALACHANDRAN, B. Impact dynamics in milling of thin-walled structures, **Nonlinear Dynamics**, 22, 375-392, 2000.

DELIO, T.; TLUSTY, J.; SMITH, S. Use of Audio Signals for *Chatter* Detection and Control. **Journal of Engineering for Industry**. 114, 2, 146–157, 1992.

DINIZ, Anselmo E, MARCONDES, Francisco and COPPINI, Nivaldo. **Tecnologia da usinagem dos materiais**. 5ª Edição. São Paulo. Artliber, 2006.

FERRARESI, Dino. 1977. **Fundamentos da Usinagem dos Metais**. 1ª Edição. São Paulo: Edgard Blucher, 1977.

GRACINSKI, A.E. **Detecção de trincas em vigas utilizando análise modal**. Trabalho de conclusão de curso. Udesc Joinville, 2014.

GRADISEK, J.; KALVERAM, M.; INSPERGER, T.; WEINERT, K.; STÉPÁN, G.; GOVEKAR, E. and GRABEC, I. On stability prediction for milling, **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, 45, 769-781, 2005.

GROOVER, M. P. **Fundamentals of Modern Manufacturing Materials, Process, and Systems**. Third Edition. Wiley, 2007.

GRZESIK, W. **Advanced Machining Processes of Metallic Materials**. Elsevier. Amsterdam, 2008.

HE, J., FU, Z.-F. **Modal Analysis**, Butterworth Heinemann, 2001.

HENNINGER, C. and EBERHARD, P. Analysis of dynamic stability for milling processes with varying workpiece dynamics, **Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics**, 8, 1, 10367-10368, 2008.

HEYLEN, W.; SAS, P. Review of model optimization techniques. **International Modal Analysis Conference**, Proceedings, 5, 1177-1182, 1987.

IGLESIAS, A; MUNOA, J; CIURANA, J. Optimisation of face milling operations with structural *chatter* using a stability model based process planning methodology. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**. 70, 1-4, 559-571, 2013.

IZAMSHAH, R.; MO, J. P. T. and DING, S. Hybrid deflection prediction on machining thin-wall monolithic aerospace components, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture**, 226, 592-605, 2012.

JENSEN, S. A. and SHIN, Y. C. Stability analysis in face milling operations, part 1: Theory of stability lobe prediction, **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, 121, 4, 600-605, 1999.

JIN, X. **Mechanics and Dynamics of Micro-cutting Process**. Vancouver: University of British Columbia, 2012.

KELLY, S. Graham. **Fundamentals of Mechanical Vibrations**. 1^a Edição.Ed. McGraw-Hill Science, 2000.

KERSCHEN, G. and GOLINVAL, J.C. **Experimental Modal Analysis**. Structural Dynamics Research Group, Department of Aerospace and Mechanical Engineering, University of Liège, 2011.

LACERDA, H. B. and LIMA, V. T. Evaluation of cutting forces and prediction of chatter vibrations in milling. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, 26, 1, 74-81, 2004.

LAI, Wen-Hsiang. Modeling of Cutting Forces in End Milling Operations. **Tamkang Journal of Science and Engineering**, 3, 1, 15-22, 2000.

LE LAN, J.V.; MARTY, A.; DEBONGNIE, J.F. A stability diagram computation method for milling adapted to automotive industry. **CIRP 2nd International Conference on High Performance Cutting**. University of British Columbia, Vancouver, B.C, June 2006.

LI, H. Z.; ZHANG, W. B.; LI, X. P. Modelling of cutting forces in helical end milling using a predictive machine theory. **International Journal of Mechanical Sciences**.43, 8, 1711-1730, 2001.

LIANG, S. Y.; HECKER, R. L.; LANDERS, R. G. Machining process monitoring and control: The state-of-the-art. Trans. of ASME. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, 126, 2, 297-310, 2004.

LU, Y. **Comparison of Finite Element Method and Modal Analysis of Violin Top Plate**. Tese de Mestrado, McGillUniversity, Montreal, 2013.

MAIA, N.M.M; SILVA, J.M.M. Editors (1997). **Theoretical and Experimental Modal Analysis**, Taunton: Research Studies Press, 1997.

MAÑÉ, I.; GAGNOL, B.; BOUZGARROU, B. and RAY, P. Stability-based spindle speed control during flexible workpiece high-speed milling, **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, 48, 184-194, 2008.

MARCELINO, A. P.; DOMINGOS, D. C.; CAMPOS D. V.; SCHROETER R. B. Medição e simulação dos esforços de usinagem no fresamento de topo reto de ligas de alumínio tratável termicamente 6061. CONGRESSO ESTUDANTIL DE ENGENHARIA MECÂNICA – CREEM, Nova Friburgo, 2004.

MERRITT, H.E. Theory of Self-Excited Machine Tool *Chatter*. **Journal of Engineering for Industry**, 1965.

MINIS, I. and YANUSHEVSKY, R. A New Theoretical Approach for the Prediction of Machine Tolls *Chatter* in Milling. **Journal of Enginnering of Industry**. 115, 1993.

MORIWAKI, T. Trends in recent machine tool Technologies. **NTN Technical Review**, 74, 2006.

MOTTERSHEAD, J. E, FRISWELL, M. I. Model updating in structural dynamics: a survey, **Journal of Sound and Vibration**, 162, 2, 347-375, 1993.

NING, Y., RAHMAN, M. and WONG, Y. S. Monitoring of Chatter in High Speed Endmilling Using Audio Signals Method. **Proceedings of the 33rd International MATADOR Conference**, 421-426, 2000.

NÓBREGA, J.M. **Modelação de Estruturas por Análise Modal Experimental e Acoplamento Dinâmico**. Tese de Mestrado. Universidade do Porto, Porto, 1997.

OPITZ, H. and BERNARDI, F. Investigation and Calculation of the *Chatter* Behavior of Lathes and Milling Machines. **Annals of the CIRP**. 18, 1970.

PEIXOTO, M. 2013. **Análise de Estabilidade Dinâmica do Fresamento de Topo de Placas Considerando o Amortecimento do Processo**. Udesc, Joinville, 2013.

POLLI, M. L. **Análise da estabilidade dinâmica do processo de fresamento a altas velocidades de corte.** Tese de Doutorado. UFSC, Florianópolis, 2005.

QUINTANA, G. and CIURANA, J. Chatter in machining processes: A review, **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, 51, 5, 363-376, May 2011.

RAO, Singiresu. **Vibrações Mecânicas.** 1ª Edição, Pearson, 2008.

RIVIÉRE, E., STALON, V., VAN DEN ABEELE, O., FILIPPI, E. and DEHOMBREUX, P. Chatter detection techniques using a microphone. **In Seventh National Congress on Theoretical and Applied Mechanics**, 2006.

ROMI. Centros de Usinagem D600/D800. Manual do Usuário.

SANDVIK COROMANT. **Manual técnico de usinagem, torneamento, fresamento, furação, mandrilamento e sistemas de fixação.** 2ª Edição. São Paulo, 2010.

SEGUY, S.; CAMPA, F.; LOPEZ DE LACALLE, L.; ARNAUD, L.; DESSEIN, G. and ARAMENDI, G. Toolpath dependent stability lobes for the milling of thin-walled parts, **International Journal of Machining and Machinability of Materials**, 4, 377-392, 2008.

SMITH, S. and TLUSTY, J. Update on High Speed Dynamics, **Transactions of the ASME**, 112, 1990.

SCHMITZ, Tony L. and SMITH, Kevin, S. **Machining Dynamics: Frequency Response to Improved Productivity.** 1ª Edição. Ed. Springer, 2008.

SCHOEFFMANN, W. et al. **Lightweight Engine Structures: Mechanical, Acoustic and Production Aspects**. SAE WORLD CONGRESS, 2003.

SHAMOTO, E., MORI, T., NISHIMURA, K., HIRAMATSU, T., KURATA, Y. Suppression of regenerative chatter vibration in simultaneous double-sided milling of flexible plates by speed difference. **CIRP Annals-Manufacturing Technology**, 59, 1, 387-390, 2010.

SHAW, Milton C. **Metal Cutting Principles**. New York. Oxford University Press, 1984.

SRIDHAR, R., HOHN, R.E. and LONG, G.W. 1968. A General Formulation of the Milling Process Equation. Contribution to Machine Tool *Chatter* Research-5. **Journal of Engineering for Industry**. 90, 1968.

STEMMER, C. E. 2001. **Ferramentas de Corte I**. 5ª Edição. Florianópolis: UFSC, 2001.

TANG, A. and LIU, Z. Three-dimensional stability lobe and maximum material removal rate in end milling of thin-walled plate. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**. 43, 33-39, 2009.

TAYLOR, Frederick W. **On the art of cutting metals**. New York, American Society of Mechanical Engineers, 1906.

THEVENOT, V.; ARNAUD, L.; DESSEIN, G. and CAZENAVE-LARROCHE, G. Influence of material removal on the dynamic

behavior of thin-walled structures in peripheral milling. **Machining Science And Technology**, 10, 3, 2006.

TLUSTY, J. and POLACEK, M. The Stability of Machine Tools against Self Excited Vibrations in Machining. **International research in production engineering, ASME**. 1963.

TLUSTY, J., ZATON, W. and ISMAIL, F. Stability Lobes in Milling. **Annals of the CIRP**, 32, 1983.

TOBIAS, S.A. **Machine-tool vibration**. Londres: Blackie, 1965.

TOBIAS, S. and FISWICK, W. Theory of regenerative machine tool chatter, **The Engineer**, London, 205, 199-203, 1958.

WU, D. W. Application of a Comprehensive Dynamic Cutting Force Model to Orthogonal Wave-Generating Processes, **International Journal of Mechanical Sciences**, 30, 8, 581-600, 1988.

ZLATIN, N.; FIELD, M.; TIPNIS, V. A.; GARRISON, R.; CHRISTOPHER, J.; BUESCHER, S.; KOHLS, J. 1975. **Establishment of Production Machinability Data**, AFML-TR-75-120, 1975.

ZOU, G. P.; YELLOWLEY, I.; SEETHALER, R. J. A new approach to the modeling of oblique cutting process. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**. 49, 9, 701-707, 2009.