



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



WALLACY RODRIGUES DUARTE

**AVALIAÇÃO DO INCREMENTO DE MEDIÇÕES NA
ESTIMAÇÃO DE PARÂMETROS MODAIS PARA ANÁLISE DO
DIAGRAMA DE ESTABILIDADE NO PROCESSO DE FRESAMENTO**

**OURO PRETO - MG
2018**

WALLACY RODRIGUES DUARTE
wallacyduarte@hotmail.com

**AVALIAÇÃO DO INCREMENTO DE MEDIÇÕES NA
ESTIMAÇÃO DE PARÂMETROS MODAIS PARA ANÁLISE DO
DIAGRAMA DE ESTABILIDADE NO PROCESSO DE FRESAMENTO**

Monografia apresentada ao Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Ouro
Preto como requisito para a obtenção
do título de Engenheiro Mecânico.

Professor orientador: DSc. Gustavo Paulinelli Guimarães.

OURO PRETO – MG
2018

D812a Duarte, Wallacy Rodrigues.
Avaliação do incremento de medições na estimação de parâmetros modais para análise do diagrama de estabilidade no processo de fresamento [manuscrito] / Wallacy Rodrigues Duarte. - 2018.

77f. : il. : color; graf; tabs.

Orientador: Prof. Dr. Gustavo Paulinelli Guimarães.

Monografia (Graduação). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Vibrações Chatter. 2. Diagrama de estabilidade. 3. Função Resposta em Frequência. 4. Parâmetros modais. I. Guimarães, Gustavo Paulinelli . II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU: 621

Catálogo: ficha.sisbin@ufop.edu.br



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

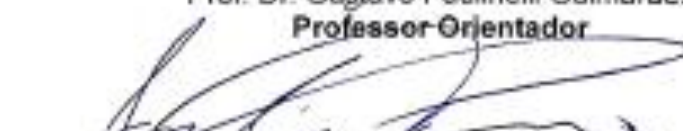
ATA DA DEFESA

Aos sete dias do mês de Dezembro de 2018, às 10h 00min, na sala 25, localizada na Escola de Minas – Campus - UFOP, foi realizada a defesa de Monografia do aluno(a) **Wallacy Rodrigues Duarte**, sendo a comissão examinadora constituída pelos professores: Prof. Dr. Gustavo Paulinelli Guimarães, Prof. Dr. Igor César Pereira e Eng^o. Me. Lidianne de Paula Pinto Mapa. O candidato apresentou o trabalho intitulado: **“Avaliação do incremento de medições na estimação de parâmetros modais para análise do diagrama de estabilidade no processo de fresamento”**, sob orientação do Prof. Dr. Gustavo Paulinelli Guimarães. Após as observações dos avaliadores, em comum acordo os presentes consideram o(a) aluno(a) APROVADO.

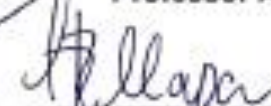
Ouro Preto, 07 de Dezembro de 2018.




Prof. Dr. Gustavo Paulinelli Guimarães
Professor Orientador



Prof. Dr. Igor César Pereira
Professor Avaliador



Eng^o. Me. Lidianne de Paula Pinto Mapa
Avaliador



Wallacy Rodrigues Duarte
Aluno(a)

A Deus dedico mais esta etapa vencida,
minha família, pelo apoio.

A Escola de Minas, aos docentes e a
todos colegas da universidade.

AGRADECIMENTOS

À minha mãe Ilma, e a toda minha família que, com muito carinho e apoio, não mediram esforços para que eu chegasse até esta etapa de minha vida.

Ao meu orientador Gustavo Paulinelli Guimarães, pelo seu conhecimento, incentivo e confiança depositada neste trabalho.

Aos demais professores do curso de engenharia mecânica por suas importantes contribuições para o aprimoramento do trabalho, principalmente ao Igor César Pereira.

À minha amada Débora por seu constante amparo, incentivo e compreensão.

Aos amigos de Ouro Preto, em especial ao Gabriel Alves por toda contribuição neste trabalho.

À minha República Tabajara por todo apoio e companheirismo.

A Deus por tudo.

“Talvez não tenhamos conseguido fazer o melhor. Mas lutamos para que o melhor fosse feito. Não somos o que deveríamos ser, não somos o que iremos ser, mas graças a Deus não somos o que éramos”.

Martin Luther King

RESUMO

De forma geral, conhecer os limites de estabilidade dinâmica de uma máquina-ferramenta é um grande desafio, tanto para o aumento da taxa de remoção do material e consequente aumento da produtividade, quanto para preservação do conjunto, de maneira a evitar o colapso das ferramentas de corte e elementos da máquina-ferramenta. O *chatter*, ou vibrações regenerativas, é um dos grandes limitantes dos processos de usinagem, pois o aumento da quantidade de material retirado pode levar a uma instabilidade que antecede à quebra da ferramenta. Sendo assim, o controle das vibrações no processo de usinagem tem se mostrado um método eficiente para aumento da produtividade. Desta forma, surge a necessidade de estabelecer limites entre a estabilidade e instabilidade do processo, que podem ser conhecidos através do diagrama de lóbulos de estabilidade. Observou-se que, na literatura, tais diagramas são construídos a partir de uma Função de Resposta em Frequência (FRF), a FRF de ponto. Entretanto, é sabido que modelos modais são melhores estimados com a distribuição espacial das medições. Portanto, o presente trabalho avalia a influência do incremento de medições FRF's na estimação de parâmetros modais para análise de estabilidade no fresamento. A obtenção das FRF's se dá por meio do ensaio modal e a extração dos parâmetros modais é efetuada pelo método *Rational Fraction Polynomial* (RFP). De posse dos parâmetros dinâmicos, dos parâmetros da ferramenta e material a ser usinado, calcula-se o diagrama de estabilidade. Com base em cinco medições realizadas no eixo X e outras cinco realizadas no eixo Y, elabora-se um cálculo a fim de encontrar a média espacial dos parâmetros globais do conjunto, a saber, a frequência natural e o fator de amortecimento e então avaliar os diferentes diagramas de estabilidades encontrados. Os resultados principais indicam que existe uma diferença na representação do diagrama de estabilidade com a variação da quantidade de FRFs. Entretanto tais diferenças precisam ser validadas em ensaios experimentais de fresamento.

Palavras-chave: Vibrações *Chatter*, diagrama de estabilidade, função resposta em frequência, parâmetros modais.

ABSTRACT

In general, knowing the stability limits of a machine tool is a major challenge, both to increase the rate of material production and consequent increase in productivity, as well as the preservation of the set, of rapid wear of the cutting tools and the elements of the machine tool. Chatter, or regenerative vibrations, is a major limitation of machining processes, since increasing the amount of material removed can lead to instability before tool breakage. Thus, the control of vibrations in the machining process has been shown to be an efficient method to increase productivity. In this way, the need arises to establish limits between the stability and instability of the process, which can be known through the stability lobe diagram. It has been observed that, in the literature, such diagrams are constructed from a Frequency Response Function (FRF), the point FRF. However, it is known that modal models are best estimated with the spatial distribution of measurements. Therefore, the present work evaluates the influence of the increment of FRF measurements in the estimation of modal parameters for analysis of stability in milling. The FRF is obtained through the modal test and the extraction of the modal parameters is performed by the Rational Fraction Polynomial (RFP) method. With the dynamic parameters, the parameters of the tool and material to be machined, the stability diagram is calculated. Based on five measurements performed on the X-axis and the other five measurements on the Y-axis, a calculation is made to find the spatial mean of the overall parameters of the set, namely the natural frequency and the damping factor, and then evaluate the different stabilization diagrams found. The main results indicate that there is a difference in the representation of the stability diagram with the variation of the amount of FRFs. However, such differences need to be validated with another milling test campaign.

Key-words: Chatter, stability lobe diagram, frequency response function, modal parameter.

LISTA DE SÍMBOLOS

a_p = Profundidade de corte (mm)

a_e = Penetração de trabalho (mm)

f_z = Avanço por dente (mm)

V_f = velocidade de avanço (mm/min)

F_c = Força de corte (N)

F_f = Força de avanço (N)

m = Massa (kg)

v = Velocidade (m/s)

\ddot{x} = Aceleração do corpo (s²)

A = Amplitude de movimento

F = Força de excitação (N)

ω = Velocidade angular (rad/s)

t = Tempo (s)

φ = Fase (graus)

ω_n = Frequência natural do sistema (rad/s)

c_c = Coeficiente de amortecimento crítico (N· s/m)

ζ = Fator de amortecimento

T = Período (s)

x = Posição do corpo (m)

$H(\omega)$ = Função Resposta em Frequência

X = Resposta do sistema em termos de deslocamento (m)

$h_{j,k}$ = Elemento da matriz FRF

r_k = Resíduo para o k-ésimo modo

r_k^* = Complexo conjugado do resíduo para o k-ésimo modo

p_k = Polo do k-ésimo modo

p_k^* = Complexo conjugado do polo para o k-ésimo modo

f_n = Frequência natural do sistema (Hz)

d = Diâmetro de fixação da ferramenta (mm)

N = Número de graus de liberdade

K_{rc} = Coeficiente radial de força de corte

K_{tc} = Coeficiente tangencial de força de corte (N/mm)

D = diâmetro da ferramenta (mm)

Z = Número de dentes de corte

L = Comprimento

H = Comprimento da hélice

$\{A\}$ = Vetor de coeficientes originais do denominador do polinômio de ajuste

$\{B\}$ = Vetor de coeficientes originais do numerador do polinômio de ajuste

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Comparação de peças usinadas sem e com chatter.	4
Figura 2. 1: Fresamento frontal e fresamento periférico.....	7
Figura 2. 2: Fresamento concordante e discordante.	8
Figura 2.3: Efeito da vibração chatter durante o fresamento.....	11
Figura 2. 4: Efeito Regenerativo.	12
Figura 2. 5: Espectro da força para corte estável (esquerda) e instável (direita).....	13
Figura 2. 6: FRF em escala linear para um sistema com um grau de liberdade.....	15
Figura 2. 7: FRF para um sistema com um grau de liberdade em escala logarítmica. ...	15
Figura 2. 8: Análise modal experimental utilizando martelo de impacto.....	16
Figura 2. 9: Diagrama de Lóbulos de Estabilidade.	18
Figura 2. 10: Modelo dinâmico Altintas para fresa.	20
Figura 2. 11: Sistema de Aquisição baseado em Computadores.....	21
Figura 2. 12: Posição de fixação dos acelerômetros.....	22
Figura 2. 13: Análise no tempo e análise espectral de respostas.....	24
Figura 3. 1: Centro de usinagem vertical ROMI D600.....	29
Figura 3. 2: Geometria da fresa de topo.	30
Figura 3. 3: Acelerômetro à esquerda e cera à direita.	30
Figura 3. 4: Martelo de Impacto.	32
Figura 3. 5: Eixos de excitação da ferramenta. À esquerda impacto realizado no eixo X+; à direita, acelerômetro posicionado em Y+.....	32
Figura 3. 6: Obtenção da 5ª linha da matriz FRF (1 x 5).....	33
Figura 3. 7: Setup do sistema de aquisição.....	34
Figura 3. 8: Configuração do enjanelamento exponencial.	34
Figura 3. 9: Fluxograma para o algoritmo RFP.....	35

Figura 4. 1: Coerência para resolução de 5 Hz. Eixo X. Medição H55.	41
Figura 4. 2: Coerência para resolução de 1 Hz. Eixo X.	42
Figura 4. 3: Amplitude (resposta/impacto) para FRF na direção X. Medição H55	42
Figura 4. 4: Amplitude (dB) para FRF na direção X. Medição H55.	43
Figura 4. 5: Fase (graus) para a FRF na direção X. Medição H55.	43
Figura 4. 6: As cinco FRF medidas experimentalmente para o eixo X.	44
Figura 4. 7: Coerência da medição para o eixo Y. Medição H55.	45
Figura 4. 8: Amplitude (resposta/impacto) para FRF na direção Y. Medição H55.	45
Figura 4. 9: Amplitude (dB) para FRF na direção Y. Medição H55.	46
Figura 4. 10: Fase (graus) para a FRF na direção Y. Medição H55.	46
Figura 4. 11: As cinco FRF medidas experimentalmente para o eixo Y.	47
Figura 4. 12: Ajuste realizado no eixo X com 16 polos. Ajuste não satisfatório.	48
Figura 4. 13: Ajuste realizado no eixo X com 20 polos. Ajuste satisfatório.	48
Figura 4. 14: Ajuste realizado no eixo Y com 10 polos. Ajuste não satisfatório.	49
Figura 4. 15: Ajuste realizado no eixo Y com 20 polos. Ajuste satisfatório.	49
Figura 4. 16: Diagrama de estabilidade obtido para o primeiro modo.	53
Figura 4. 17: Diagrama de estabilidade obtido pela média dos parâmetros globais.	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Parâmetros de entrada para o diagrama de estabilidade.	19
Tabela 2: Características da fresa de topo.	29
Tabela 3: Cálculo dos parâmetros modais através dos resíduos e polos da expansão de frações parciais.	36
Tabela 4: Algoritmo para ajuste das curvas. Exemplo para medições no eixo X.	37
Tabela 5: Integração dos Resíduos.	37
Tabela 6: Parâmetros locais.	38
Tabela 7: Parâmetros de entrada para o diagrama de estabilidade.	39
Tabela 8: Parâmetros globais extraídos das cinco medições realizadas no eixo X.	50
Tabela 9: Parâmetros globais extraídos das cinco medições realizadas no eixo Y.	51
Tabela 10: Parâmetros locais para o eixo X.	52
Tabela 11: Parâmetros locais para o eixo Y.	52
Tabela 12: Média espacial dos parâmetros globais – eixo X.	54
Tabela 13: Média espacial dos parâmetros globais – eixo Y.	54

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do Problema	1
1.2	Justificativa	3
1.3	Objetivos	4
1.3.1	Geral	4
1.3.2	Específicos	4
1.4	Estrutura do Trabalho	5
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1	Processo de Fresamento	6
2.1.1	Mecânica do Processo de Fresamento	7
2.1.2	Formação do cavaco	8
2.1.3	Taxa de remoção de material	8
2.2	Vibrações na usinagem	9
2.2.1	Vibrações <i>Chatter</i>	10
2.2.2	Detecções de vibrações na usinagem	13
2.3	Função Resposta em Frequência (FRF)	14
2.3.1	Formas de representação de uma FRF	14
2.3.2	Martelo de impacto	16
2.3.3	Excitação da estrutura	17
2.4	Diagrama de Lóbulos de Estabilidade (SLD)	17
2.4.1	Influência da dinâmica da ferramenta	20
2.5	Sistema de Aquisição	21
2.5.1	Análise Espectral	23
2.6	Método Rational Fraction Polynomial – RFP	24
2.7	Extração dos parâmetros modais	25

3	METODOLOGIA	27
3.1	Tipos de pesquisa.....	27
3.2	Materiais e métodos	28
3.2.1	Máquina ferramenta	28
3.2.2	Acelerômetro	30
3.2.3	Placa de aquisição.....	31
3.2.4	Martelo de impacto.....	31
3.2.5	Teste de impacto.....	32
3.3	Coleta de dados	33
3.4	Ajuste de curva através do método <i>Rational Fraction Polynomial</i> (RFP)	35
3.4.1	FRF sintetizada e declaração dos parâmetros modais	35
3.4.2	Extração dos parâmetros globais	36
3.4.3	Extração dos parâmetros locais	37
3.4.4	Média espacial das FRF's.....	38
3.5	Diagrama de estabilidade.....	39
3.6	Média espacial dos parâmetros globais	39
3.7	Tabulação dos dados	40
4	RESULTADOS.....	41
4.1	Função Resposta em Frequência.....	41
4.2	Extração dos parâmetros modais globais.....	47
4.3	Extração dos parâmetros modais locais	51
4.4	Diagrama de estabilidade.....	52
4.5	Média espacial dos parâmetros globais	54
5	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	56
5.1	Conclusões	56
5.2	Recomendações	56
	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	58

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do Problema

Um dos mais importantes processos de fabricação mecânica consiste nas operações de usinagem, que segundo Ferraresi (1970), ao conferir à peça a forma, ou as dimensões ou o acabamento, ou ainda uma combinação de qualquer destes três itens, removem material sob a forma de cavaco.

As operações de usinagem são influenciadas pela dinâmica da estrutura da máquina-ferramenta e pela dinâmica do processo de corte. A primeira é analisada usando métodos e teorias da dinâmica estrutural, enquanto a segunda é menos conhecida, uma vez que métodos teóricos e experimentais para seu estudo ainda estão em desenvolvimento (EHMANN *et al. apud* POLLI, 2005).

Abordando o estudo da dinâmica dos corpos, constata-se que a usinagem dos materiais é invariavelmente acompanhada de vibrações entre a peça e a ferramenta. De acordo com Rao (2009, p.6) “define-se vibração como qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo”. Portanto, a vibração trata do estudo de movimentos oscilatórios de corpos e das forças envolvidas a eles.

Sendo assim, o controle das vibrações no processo de usinagem tem se mostrado um método eficiente para aumento da produtividade. Para Silva (2013, p. 2), “a presença de vibração nos processos de usinagem e seu estudo e modelagem são de fundamental importância para a otimização e qualidade do processo”.

O nível máximo tolerável de vibração, ou seja, a máxima amplitude das vibrações, depende da sua aplicação. Em operações de desbaste, a superfície gerada deve ser adequada à operação posterior, já nas operações de acabamento, o efeito que a vibração exerce sobre a vida da ferramenta é determinado pela qualidade da superfície e precisão dimensional exigida (HARRIS e CREDE *apud* POLLI, 2005).

Segundo Altintas (2012), vibrações com amplitudes excessivas podem causar vários distúrbios no processo de usinagem, como a redução da vida útil, quebra da ferramenta de corte, a redução da qualidade superficial e em casos extremos, danificar até mesmo o eixo-árvore da máquina-ferramenta.

A vibração pode ter diversas causas, dentre as quais se destaca a vibração auto-excitada, ou *chatter*, que é responsável pela maioria dos problemas. Altintas (2012), relata que elas resultam de um mecanismo de auto-excitação na geração da espessura do cavaco durante as operações de usinagem.

Desta forma, o *chatter*, ou vibrações regenerativas, é um dos grandes limitantes dos processos de usinagem, pois o aumento da quantidade de material retirado pode levar a uma instabilidade que antecede à quebra da ferramenta. Seu estudo e modelagem são essenciais para a otimização e aumento da produtividade nas indústrias (SILVA, 2013).

Assim, os limites de estabilidade dinâmica do processo de usinagem dependem de parâmetros como velocidade de corte, avanço e profundidade de corte, características do material a ser usinado, da geometria da ferramenta e da rigidez dinâmica do sistema ferramenta-fixação-máquina. Utilizando esses dados é possível calcular um diagrama de estabilidade dinâmica para cada situação de usinagem conforme combinações entre os fatores mencionados (ALTINTAS *et al. apud* SANTOS 2011).

Polli (2005) menciona que o regime de operação de uma máquina-ferramenta, pode ser fornecido por um diagrama de lóbulos de estabilidade. A profundidade de corte limite no eixo vertical em função da rotação do eixo-árvore no eixo horizontal, determina se o processo será estável ou instável.

Como descrito por Quintana e Ciurana (2011), tais diagramas podem ser usados para encontrar a combinação específica de parâmetros de usinagem que resultem na máxima taxa de remoção de material. A ideia é buscar regiões de lóbulos de estabilidade, procurando a melhor combinação de tempo, custo, benefício e precisão.

As referências sobre o tema indicam que se utilizam apenas uma medição em X e outra em Y, para um modo de vibrar da estrutura, geralmente o primeiro por ser o modo dominante. Altintas (2012) aponta que o fresamento pode ser considerado como de dois graus ortogonais de liberdade, pois as forças de corte excitam a estrutura nas direções X e Y, causando deslocamentos dinâmicos em x e y, respectivamente.

Diante das circunstâncias apresentadas, levanta-se a seguinte questão:

Qual a influência da distribuição espacial das medições na estimação dos parâmetros para a construção do diagrama de lóbulos de estabilidade no processo de fresamento?

1.2 Justificativa

As operações de usinagem possuem amplas aplicações nas indústrias de manufatura, com notável avanço nas últimas décadas. No entanto, a ocorrência do *chatter* é um dos grandes limitantes dos processos de usinagem, pois o aumento da quantidade de material retirado pode levar a uma instabilidade que antecede a falha.

Como afirma Mladenović *et al.* (2015), as vibrações auto-excitadas muitas vezes levam a uma operação instável das máquinas-ferramenta e também reduzem a qualidade da superfície usinada, levando ao desgaste rápido das ferramentas de corte e elementos das máquinas-ferramenta.

Sendo assim, a compreensão das vibrações regenerativas pode ajudar a melhorar a qualidade e eficiência da usinagem, essenciais para que as indústrias obtenham produção rápida e econômica. Na Figura 1.1 constata-se como a presença do *chatter* é prejudicial para o acabamento superficial. Percebe-se que quando a profundidade de corte excede determinado nível de profundidade, o efeito regenerativo torna-se dominante e a qualidade da peça é afetada.

Alguns autores indicam a construção do diagrama de estabilidade em cada eixo de coordenada, apenas com a medição *driving point*, ou seja, a excitação da estrutura é realizada na mesma direção do acelerômetro, porém a teoria de análise modal experimental indica que, com medições distribuídas espacialmente, os parâmetros modais são melhores estimados. Problemas como modos ausentes, estimativas errôneas de frequência ou mudanças de ressonância devido à carga de massa pelos transdutores podem ser facilmente detectados dessa maneira (AGILENT TECHNOLOGIES, 2000).

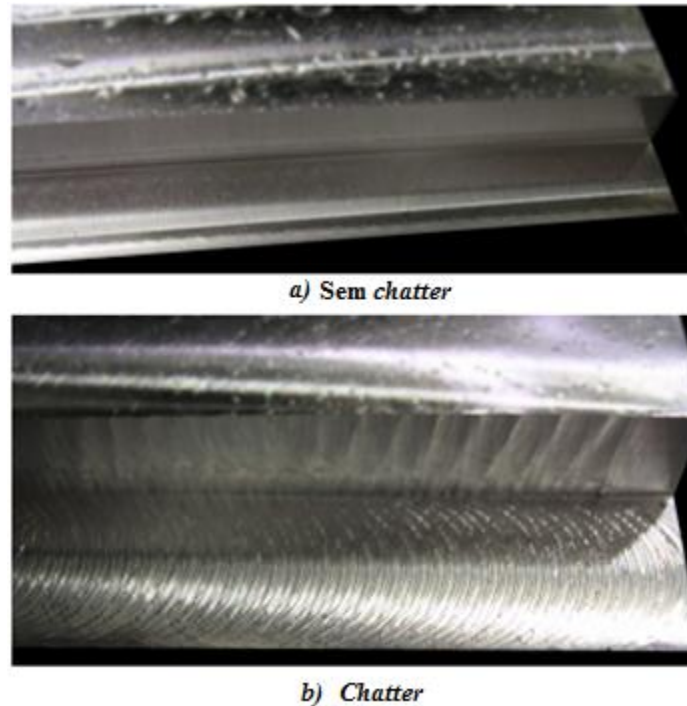


Figura 1.1: Comparação de peças usinadas sem e com chatter.
Fonte: Faassen, (2007).

Portanto, o controle de vibrações em processos de usinagem mostra-se um método eficiente para o aumento da produtividade. Melhorias significativas podem ser obtidas em termos de qualidade das superfícies usinadas, vida de ferramentas e otimização dos parâmetros de corte.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Busca-se por meio deste trabalho, avaliar o incremento de medições de funções resposta em frequência (FRF's) na estimação de parâmetros modais para análise de estabilidade em usinagem, por meio do diagrama de lóbulos de estabilidade.

1.3.2 Específicos

- Realizar um estudo teórico acerca da mecânica do processo de fresamento, vibrações no processo de usinagem, diagrama de estabilidade, função resposta em frequência (FRF), sistema de aquisição de sinais e extração de parâmetros.
- Elaborar o procedimento experimental como indica a literatura, para obtenção das FRF's.

- Aplicar o método *Rational Fraction Polynomial* (RFP) para extração dos parâmetros modais.
- Comparar quantidades diferentes de medições FRF's e consequentes parâmetros modais, para elaboração de diferentes diagramas de estabilidade.

1.4 Estrutura do Trabalho

O trabalho está dividido em cinco capítulos, descritos a seguir:

O primeiro capítulo refere-se à introdução ao tema. Descreve a formulação do problema, a justificativa para realização do trabalho e os seus objetivos gerais e específicos.

A revisão bibliográfica é apresentada no segundo capítulo, onde são abordados os principais tópicos associados a validação do diagrama de lóbulos de estabilidade no processo de fresamento.

O terceiro capítulo descreve a metodologia utilizada evidenciando os materiais e os equipamentos empregados, durante os ensaios experimentais do trabalho.

Os resultados e medições encontrados nos ensaios experimentais e suas respectivas discussões são apresentadas no quarto capítulo.

Por fim, no quinto capítulo estão as conclusões obtidas observando os resultados dos ensaios e ainda sugestões para novos trabalhos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo é feita uma revisão teórica acerca dos conceitos de fresamento, da mecânica do processo de fresamento, das vibrações no processo de usinagem, função resposta em frequência (FRF), sistema de aquisição de sinais, diagrama de estabilidade e extração de parâmetros modais.

2.1 Processo de Fresamento

Fresamento é um processo de usinagem no qual a remoção de material da peça se realiza de modo intermitente, pelo movimento rotativo da ferramenta, geralmente multicortante, denominada fresa. As vantagens do processo residem na variedade de formas que podem ser produzidas, na qualidade dos acabamentos superficiais, nas altas taxas de remoção de material e na variedade de ferramentas (STEMMER, 1995).

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

Segundo Stemmer (1995), os métodos de fresamento podem ser divididos em dois grupos principais: periférico ou tangencial, e frontal ou plano. Outros métodos que existem são variações destes dois e dependem do tipo de peça e ferramenta a serem utilizadas. A Figura 2.1 apresenta estes principais métodos de fresamento.

No fresamento periférico, ou tangencial, a superfície usinada é gerada por gumes na periferia da fresa, e é geralmente um plano paralelo ao eixo da ferramenta. A seção transversal da superfície fresada corresponde ao contorno da fresa ou combinação de fresas utilizadas (STEMMER, 1995).

No fresamento frontal, a superfície usinada resulta da ação combinada dos gumes localizados na periferia e na face frontal da fresa, geralmente em ângulo reto ao eixo da ferramenta. Normalmente a superfície fresada é plana, e não corresponde ao contorno dos gumes (DINIZ *et al.*, 1999).

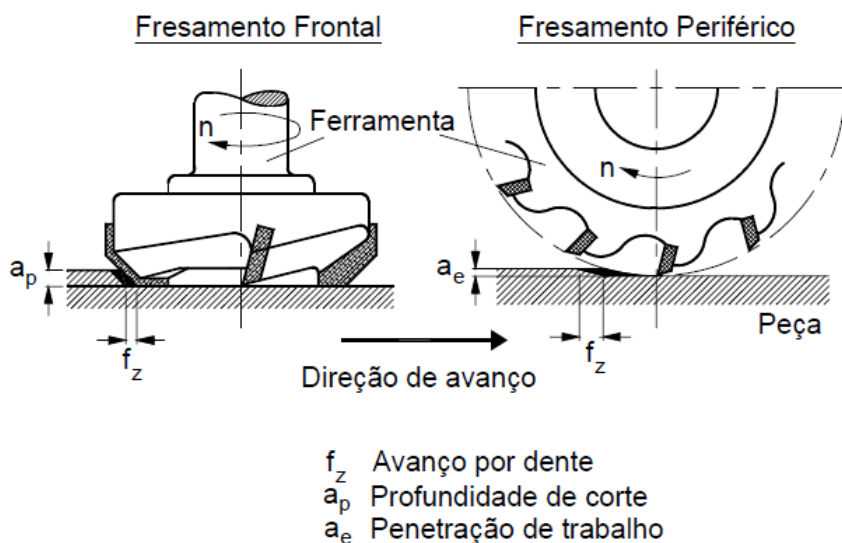


Figura 2. 1: Fresamento frontal e fresamento periférico.

Fonte: Diniz *et al.* (1999).

2.1.1 Mecânica do Processo de Fresamento

No fresamento tangencial, encontram-se duas diferentes condições do processo, denominadas fresamento concordante e fresamento discordante. Na primeira condição, o corte começa onde a espessura do cavaco é máxima, evitando um grande desgaste no flanco da ferramenta e como existe uma componente da força de corte que empurra a peça contra a mesa da máquina, esse tipo de fresamento é recomendado para quando se possuem sistemas de fixação deficientes (FERRARESI, 1970).

No discordante o corte começa onde a espessura do cavaco é zero, gerando um grande desgaste do flanco da ferramenta pois a mesma apresenta dificuldade em iniciar o corte, e como a ferramenta tende a levantar a peça nesse tipo de corte, há a necessidade de um sistema de fixação mais eficiente. Em contra partida, como o corte inicia na região já usinada esse tipo de movimento é recomendado para a usinagem de peças que possuem cascas endurecidas e inclusões superficiais (FERRARESI, 1970).

Na Figura 2.2 é possível observar esses dois tipos de movimento, bem como o avanço realizado por cada dente da fresa, no concordante a direção da velocidade de avanço se encontra na mesma direção da projeção da força de corte, e no discordante na direção oposta da projeção da força de corte.

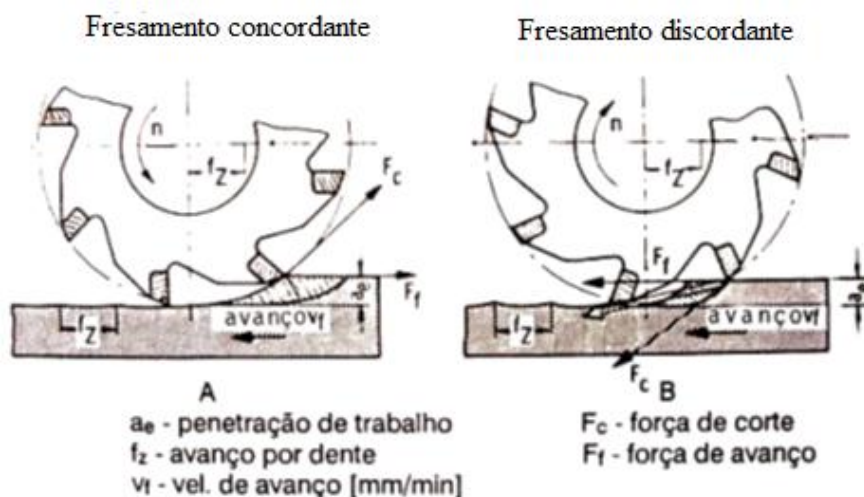


Figura 2. 2: Fresamento concordante e discordante.

Fonte: Adaptado de Silva, (2013).

2.1.2 Formação do cavaco

A formação do cavaco no processo de usinagem envolve elevadas taxas de deformação e temperatura. O fluxo de material gera tensões locais nas ferramentas, distribuições de temperaturas na interface cavaco-ferramenta que determinam as condições do material da peça após a remoção do cavaco (DAVIES *et al.*, 1999).

Tais tensões locais determinam as forças globais na estrutura da máquina-ferramenta, que resultam por sua vez, em deformações estáticas e dinâmicas. Além disso, indicam a taxa de vários fenômenos físico-químicos que comandam o desgaste da ferramenta, como as reações químicas, desgaste abrasivo e difusão. Também determinam a potência que deve ser disponibilizada para efeito de remoção de material e, portanto, influenciam a quantidade de calor produzida por vários componentes do sistema (DAVIES *et al.*, 1999).

2.1.3 Taxa de remoção de material

A otimização do tempo de operação nos processos de usinagem é de extrema importância para o aumento da produtividade, e conseqüente redução de custos. Para mensurar esta otimização, define-se este parâmetro.

Taxa de remoção de material, ou TRM, é um parâmetro do processo que representa o volume de material removido por unidade de tempo, sendo esse um parâmetro usual de controle e otimização do tempo de produção. De acordo com Kai

Cheng *apud* Silva (2013), para o fresamento a taxa de remoção de material é descrita como:

$$TRM = a \times b \times n \times N \times ft \quad (2.1)$$

onde a é a profundidade de corte axial, b a profundidade de corte radial, n a rotação da ferramenta, N o número de dentes e ft o avanço por dente.

2.2 Vibrações na usinagem

De acordo com King *apud* Santos (2011), vibrações durante a usinagem causam danos principalmente ao acabamento superficial da peça, além de causar avarias na ferramenta de corte e quando ocorrem de forma persistente, podem danificar a integridade e reduzir a vida útil dos rolamentos do eixo-árvore da máquina-ferramenta.

Os processos de corte de metais podem conter três tipos diferentes de vibrações mecânicas que surgem devido à falta de rigidez dinâmica de um ou vários elementos do sistema, compostos pela máquina-ferramenta, pelo suporte da ferramenta, pela ferramenta de corte e pelo material da peça. Estes três tipos de vibrações são conhecidos como vibrações livres, vibrações forçadas e vibrações auto-excitadas (TOBIAS *apud* QUINTANA e CIURANA 2011).

De acordo com Altintas (2012), as máquinas-ferramentas experimentam vibrações forçadas e auto-excitadas durante as operações de usinagem. As forças de corte podem ser periódicas, como no caso do fresamento. As arestas de corte assimétricas, desbalanceamento do eixo no torneamento e na furação também podem produzir forças de corte periodicamente variáveis.

Em todos os casos, as forças de corte podem ser periódicas nas frequências de passagem do dente ou do fuso, que podem ter fortes harmônicos até quatro a cinco vezes as frequências de passagem do dente ou do fuso. Se algum dos harmônicos coincide com uma das frequências naturais da máquina ou da estrutura da peça, o sistema exhibe vibrações forçadas. (ALTINTAS, 2012).

As vibrações forçadas podem ser resolvidas, simplesmente aplicando o corte previsto ou as forças de ressonância na função de transferência da estrutura pelo uso da solução de equações diferenciais ordinárias no domínio do tempo. No entanto, as

vibrações do tipo *chatter*, ou auto-excitadas, são as mais prejudiciais para a segurança e a qualidade das operações de usinagem (ALTINTAS, 2012).

Um dos elementos que influenciam diretamente na estabilidade dinâmica do sistema, e conseqüentemente em seus limites de vibração é o eixo árvore. As dimensões do eixo bem como a localização e a rigidez dos rolamentos, e ainda a pré-carga dos rolamentos são fatores determinantes para os valores de rigidez dinâmica. Outro elemento que influencia diretamente na rigidez dinâmica é o sistema de fixação da ferramenta eixo-árvore (SMITH *apud* SANTOS, 2011).

Durante os últimos anos realizaram-se diversas pesquisas com o intuito de diminuir os efeitos das vibrações nos processos de usinagem, melhorando sua produtividade. Um exemplo de tais métodos é a aplicação de materiais visco-elásticos para fornecer um acréscimo de amortecimento ao sistema, resultando em um melhor desempenho dinâmico da máquina. Outro método empregado para absorver vibrações é um conjunto de atuadores piezoelétricos que reduzem as amplitudes de vibração de maneira ativa. (ZHANG *apud* SANTOS, 2011).

2. 2.1 Vibrações *Chatter*

Vibrações *Chatter* tem sido um tópico muito importante na pesquisa de fabricação. Essa persistente relevância ao longo dos anos pode ser explicada por dois fatores principais: a complexidade do fenômeno e entendimento não trivial; e os efeitos negativos desta vibração estimula o crescente interesse em resolver o problema (QUINTANA e CIURANA, 2011).

Vibrações *chatter* na máquina-ferramenta resultam de um mecanismo de autoexcitação, na geração da espessura do cavaco durante as operações de usinagem. Um dos modos estruturais do sistema máquina-ferramenta-peça é inicialmente excitado por forças de corte. Uma superfície ondulada resultante da passagem de um gume é removida pelo subsequente, que também deixa uma superfície ondulada devido a vibrações estruturais. Dependendo da diferença de fase entre duas ondulações sucessivas as vibrações podem ser atenuadas ou ampliadas. (ALTINTAS, 2012).

A Figura 2.3 apresenta as regiões que são afetadas pelo fenômeno *chatter* e o conseqüente efeito destrutivo desse tipo de vibração. É possível perceber as vibrações sendo atenuadas e ampliadas pela diferença de fase de duas ondulações sucessivas

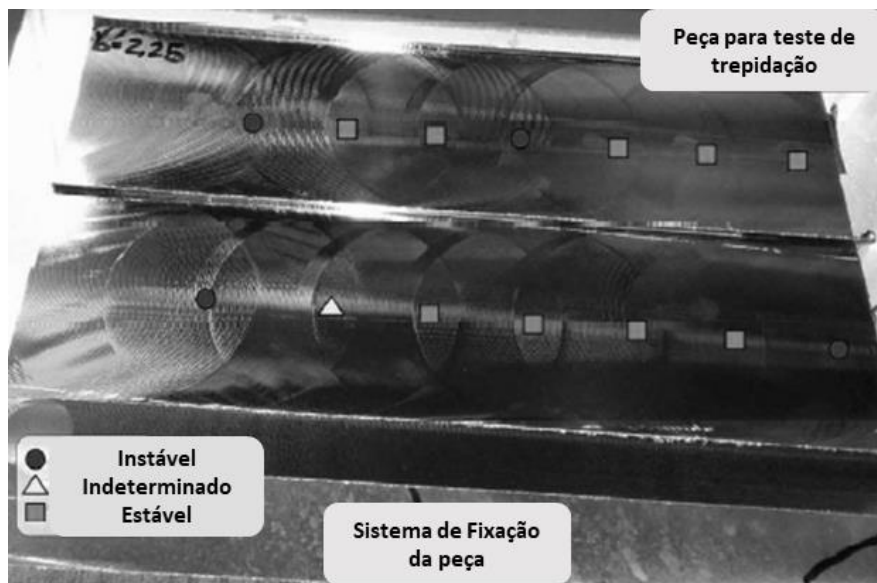


Figura 2.3: Efeito da vibração chatter durante o fresamento.
Fonte: Totis *et al.* (2017).

De acordo com Tlustý (2000), o *chatter* é resultante da variação da espessura do cavaco gerado no momento do corte. Ao se excitar um modo estrutural do conjunto ferramenta-máquina, deixa-se uma superfície com ondulações que será removida na próxima passagem da aresta de corte. A variação na espessura do cavaco dependerá desta forma, do ângulo de fase entre a onda de deslocamento na frequência da ressonância, ou frequência de vibração do conjunto ferramenta-máquina ou da peça a ser usinada, e a onda equivalente na frequência de passagem da aresta de corte.

Segundo Altintas (2012), as vibrações *chatter* também podem ser causadas por acoplamento de modos ou regeneração da espessura do cavaco. As vibrações devido ao acoplamento de modos ocorrem quando há vibrações nas duas direções do plano de corte. No entanto, este caso é o menos comum devido ao fato que de modo geral a rigidez dos modos de vibrar da estrutura da máquina-ferramenta é maior que do sistema formado pelo eixo-árvore.

As vibrações regenerativas resultam da diferença de fase entre as ondas de vibrações deixadas em ambos os lados do cavaco e ocorrem antes do efeito de acoplamento dos modos, na maioria dos casos de usinagem. No caso da instabilidade, a espessura máxima do cavaco pode crescer exponencialmente, oscilando em uma frequência próxima à do modo estrutural dominante do sistema. As vibrações crescentes elevam as componentes da força e podem provocar desgaste excessivo ou quebra da ferramenta e piora na qualidade superficial e dimensional da peça (ALTINTAS, 2012).

O efeito regenerativo é apresentado na Figura 2.4. De acordo com Tlustý (2000), em (a) as ondas produzidas pelos dois dentes consecutivos estão em fase, e não ocorre nenhuma variação da espessura do cavaco; portanto também não há variação de força e as vibrações não são excitadas novamente e desaparecem, e este é um caso estável. Em (b), com uma onda e meia entre os dentes, para a mesma amplitude das vibrações, a variação na espessura do cavaco ocorre com o dobro da amplitude, resultando em uma grande variação de força que excita futuras vibrações.

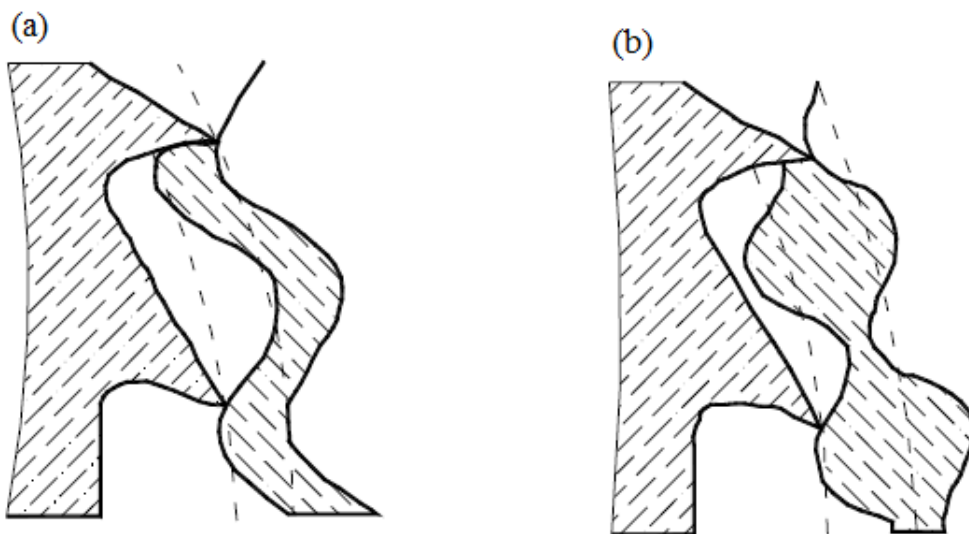


Figura 2. 4: Efeito Regenerativo.
Fonte: Adaptado de Tlustý (2000).

Quintana e Ciurana (2011) indica que a incidência de chatter tem vários efeitos negativos:

- Baixa qualidade da superfície;
- Ruído excessivo;
- Dano à máquina ferramenta;
- Redução da taxa de remoção de material (TRM);
- Aumento dos custos em termos de tempo de produção;
- Resíduos de materiais;
- Desperdício de energia.

2.2.2 Detecções de vibrações na usinagem

A faixa de frequência do sensor e sua localização relativa ao evento a ser medido são aspectos críticos na detecção e controle de vibrações no fresamento. Fresas de topo vibram tipicamente em frequências significativamente mais altas que as fresas de faceamento, portanto um sensor adequado deve ter uma banda de frequência suficiente para detectar vibrações para os dois tipos (DELIO *et al.* 1992).

Além disso, ele deve ser capaz de detectar vibrações emanadas de várias fontes, uma vez que o sinal pode resultar das vibrações da peça, ferramenta, eixo-árvore ou da estrutura da máquina. Geralmente, quanto mais próximo o sensor estiver da região de corte, mais confiáveis serão as medições. Mas a formação do cavaco e fluidos de corte podem danificar ou afetar seriamente sensores delicados, como os de deslocamento por capacitância ou ópticos (DELIO *et al.* 1992).

O surgimento de vibrações regenerativas no fresamento pode ser detectado através da análise do espectro da força de corte durante a usinagem. Se o pico corresponder à frequência de passagem dos dentes, dentro de uma pequena tolerância, então o sistema será estável. Caso contrário, o sistema estará vibrando em uma frequência próxima a um dos modos dominantes do sistema (ENGIN e ALTINTAS 2001).

A Figura 2.5 apresenta estes dois casos. Na Figura 2.5 (a), a frequência de passagem de dentes está bem próxima do pico do espectro da força, portanto o sistema está estável. Na Figura 2.5 (b) o sistema está instável, uma vez que está vibrando próximo a um dos modos dominantes do sistema, e portanto a amplitude é consideravelmente maior.

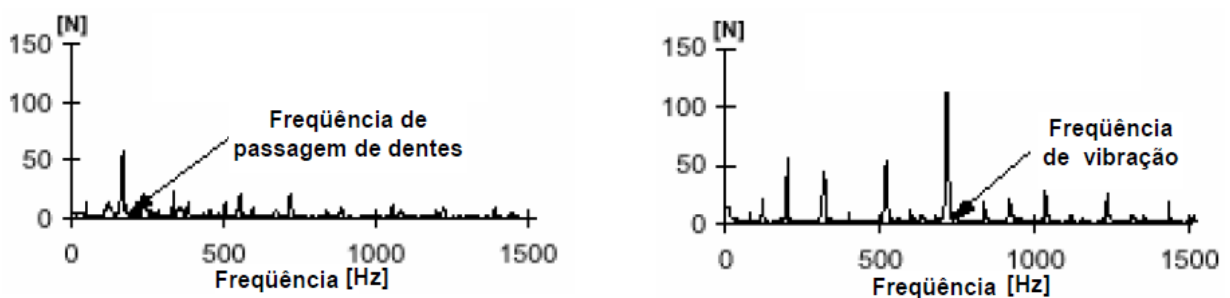


Figura 2. 5: Espectro da força para corte estável (esquerda) e instável (direita).
Fonte: Engin e Altintas (2001).

2.3 Função Resposta em Frequência (FRF)

Conforme Santos (2011), uma forma de representar um sistema dinâmico é por meio de uma função de transferência no domínio de Laplace. Utilizando a transformada de Laplace, é possível converter equações diferenciais em equações algébricas, as quais são mais fáceis de serem manipuladas.

Uma função resposta em frequência é definida como a razão complexa entre a saída (deslocamento) e a entrada (força) em um sistema, segundo a equação 2.2 (AGILENT TECHNOLOGIES, 2000):

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (2.2)$$

A FRF pode descrever as propriedades dinâmicas de um sistema independentemente do tipo de sinal usado para medição, podendo ser aplicada para regimes transientes, harmônicos ou randômicos de excitação (BRÜEL & KJÆR, 1988).

2.3.1 Formas de representação de uma FRF

Segundo Maia *apud* Santos (2011), a forma de representação da função resposta em frequência utilizando deslocamento gerado pela aplicação de uma força é também conhecida como receptância. Sendo uma função complexa, pode ser dividida em três partes: real, imaginária e a frequência. Uma forma de representação é utilizando-se dois gráficos, um retratando a parte real e a frequência e no segundo encontra-se a representação da parte imaginária também com a frequência.

Desta forma, Ewins (2000), sugere que sejam dispostas as possibilidades de representação das grandezas, utilizando-se de dois modelos:

- *Body type*: consiste em dois gráficos, que se refere ao módulo da FRF com a frequência, enquanto o outro relaciona a fase da FRF com a frequência, como representado na Figura 2.6.

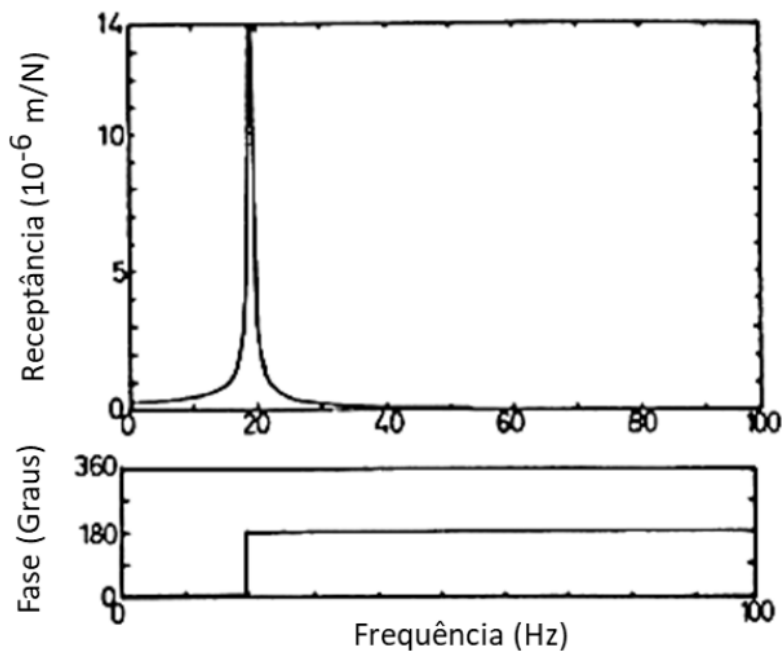


Figura 2. 6: FRF em escala linear para um sistema com um grau de liberdade.
Fonte: Adaptado de Ewins (2000).

Uma limitação do *body type* é a necessidade de usar a escala logarítmica em ambos os eixos, pois quando há um número grande de dados de vibração um intervalo muito grande de valores deverá ser compreendido tanto para as frequências quanto para as FRF's. Desta forma, a melhor representação é dada na Figura 2.7 (EWINS, 2000):

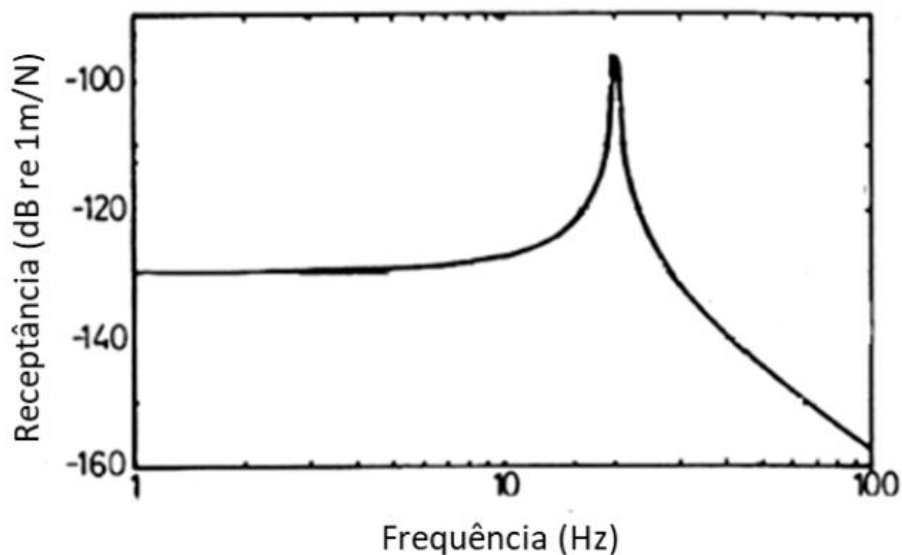


Figura 2. 7: FRF para um sistema com um grau de liberdade em escala logarítmica.
Fonte: Adaptado de Ewins (2000).

2.3.2 Martelo de impacto

A razão de amortecimento, rigidez e frequência natural podem ser estimadas a partir da função transferência. As funções transferência dos sistemas de múltiplos graus de liberdade são identificadas por testes dinâmicos estruturais. Um martelo de impacto associado a um transdutor de força piezelétrico pode ser usado (EWINS, 2000), como está exibido na Figura 2.8.

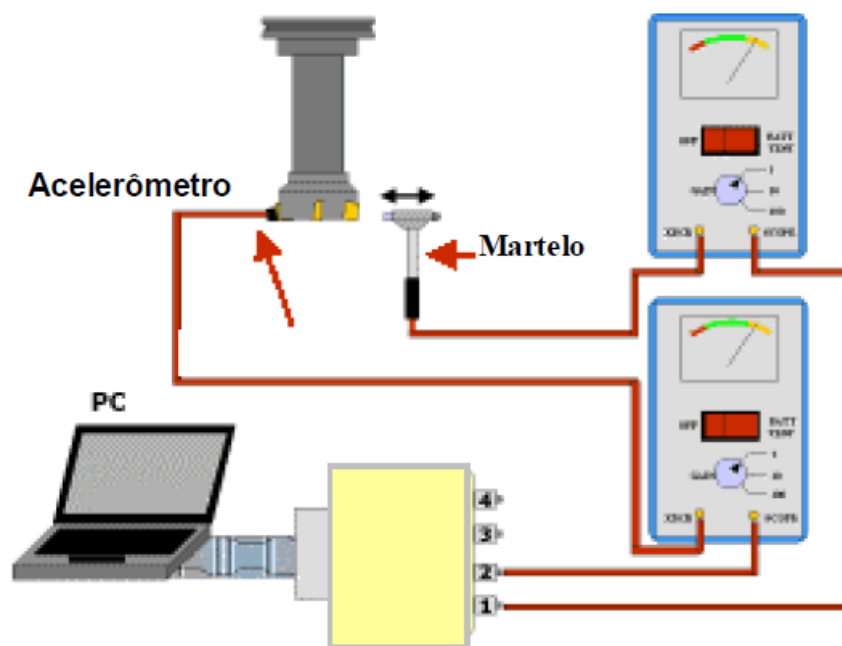


Figura 2. 8: Análise modal experimental utilizando martelo de impacto.
Fonte: Polli (2005).

A massa do martelo e o material fixado ao sensor de impacto de força devem ser selecionados de acordo com a massa, rigidez e material da estrutura excitada. O uso de acelerômetros é mais comum na medição de vibrações. A massa e a faixa de frequência do acelerômetro devem ser escolhidas adequadamente. A fixação e os materiais entre a estrutura e o acelerômetro também devem ser selecionados adequadamente para obter medidas precisas (SCHULTZ *apud* POLLI 2005).

Utilizando a excitação por meio de um martelo a força possui curta duração de tempo, podendo ser considerado como um impulso no domínio do tempo, o que possibilita a análise de uma faixa de frequência que depende do tempo de contato entre a ponta do martelo e a estrutura, quanto menor o tempo de contato maior será a faixa de frequência excitada com o mesmo nível de energia (ALTINTAS, 2012).

De maneira geral, a excitação com martelo possibilita atingir uma faixa de frequência que contém os principais modos de vibração dos sistemas ferramenta-

fixação-máquina. Por esta razão e pelo fato de possuir uma montagem mais simples do que a aplicação do *shaker* para esse tipo de estrutura, a excitação por martelo é a mais usual (ALTINTAS, 2012).

2.3.3 Excitação da estrutura

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

A determinação da FRF se dá pela excitação da estrutura, como descrito anteriormente de forma externa utilizando-se transdutores de força, como *shakers* ou martelo com transdutor de força. A vibração então é transmitida da estrutura para um sensor. Os sinais da força e aceleração são então transferidos a um analisador digital e posteriormente a um computador para exibição dos resultados, após o tratamento dos sinais (MCCONNELL, 1995).

A faixa de frequências é limitada pela massa da cabeça do martelo, além da rigidez da superfície de contato entre excitador e estrutura, ou seja, a ponteira. Para produzir uma maior frequência de corte são necessários menores períodos, sendo um período maior resultado de uma superfície de contato menos rígida (EWINS, 2000).

Segundo Ewins (2000), a correta fixação da estrutura, bem como a sua correta excitação, são fatores importantes no processo de medição para se obter dados de qualidade. Ainda, de acordo com este autor, o ensaio de análise modal tem que fornecer dados confiáveis e com exatidão, pois estes serão submetidos a vários procedimentos de análise de alta complexidade e que podem ser sensíveis à qualidade dos dados adquiridos.

2.4 Diagrama de Lóbulos de Estabilidade (SLD)

O *Stability Lobe Diagram* (SLD - ou Diagrama de Lóbulos de Estabilidade) é uma ferramenta utilizada para evitar os efeitos de vibrações regenerativas durante a operação de fresamento (LEME, 2014). A Figura 2.9 mostra um exemplo deste diagrama. A coordenada vertical é a profundidade de corte axial e a horizontal corresponde à rotação. Para interpretar o gráfico consideram-se as curvas como fronteira entre regiões de estabilidade (abaixo das curvas) e instabilidade (acima) onde ocorrem vibrações *chatter*.

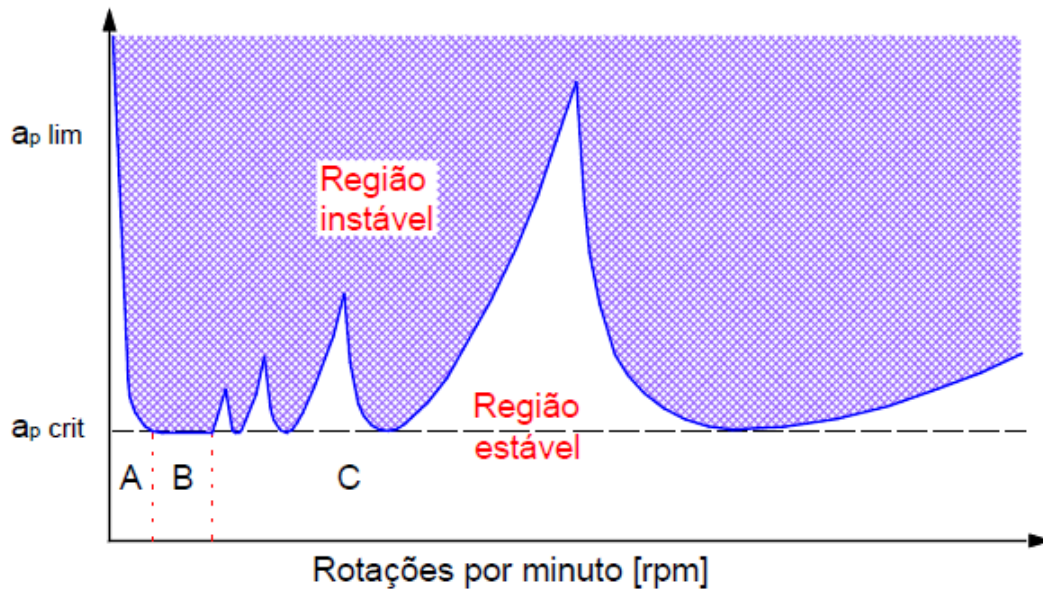


Figura 2. 9: Diagrama de Lóbulos de Estabilidade.
 Fonte: Tlusty (2000).

Segundo Tlusty (2000), para rotações mais baixas ocorre o efeito de amortecimento devido ao pequeno comprimento de onda das vibrações do modo dominante. À medida que a rotação se eleva, o processo de amortecimento deixa de existir, mas os efeitos dos lóbulos de estabilidade ainda não são visíveis. Em velocidades de rotação mais altas, que se aproximam de uma fração substancial da frequência de passagem de um dente, os lóbulos do diagrama passam a ser evidentes e as regiões de estabilidade aumentam.

A maior estabilidade permitindo o maior valor de profundidade de corte estável é obtida com a velocidade de rotação do eixo na qual a frequência de passagem de um dente se iguala à frequência natural do sistema. O sistema é estável na ressonância da força de corte periódica com a frequência de passagem de um dente e a frequência natural do sistema. As vibrações forçadas estarão no seu máximo, mas isto na maioria dos casos não é problema, TLUSTY (2000).

O diagrama da Figura 2.9 ilustra a situação de um sistema com um grau de liberdade. Na realidade diversos modos vibratórios existem entre a ferramenta e a peça, e o diagrama de estabilidade contém diversos conjuntos de lóbulos. Entretanto, geralmente um modo é dominante e uma região de estabilidade é maior, indicando a velocidade de rotação para o corte mais estável, TLUSTY (2000).

Os parâmetros de entrada do Diagrama de Estabilidade estão apresentados na Tabela 1, estes são baseados em parâmetros modais obtidos através de funções de transferência do sistema máquina-ferramenta, através do teste de impacto. Além disso, são necessárias algumas informações referentes ao processo de usinagem.

Tabela 1: Parâmetros de entrada para o diagrama de estabilidade.

$f_n =$	[Hz]	Frequência natural
$k =$	[N/m]	Rigidez modal
$\zeta =$	[-]	Amortecimento Modal
$d =$	[mm]	Diâmetro da ferramenta
$N =$	[-]	Número de dentes da ferramenta
$\beta =$	[graus]	Ângulo de força de corte
$K_{rc} =$	[-]	Coeficientes de força de corte
$K_{tc} =$	[N/mm ²]	

Fonte: Mateus (2017).

O modelo analítico-experimental apresentado por Altintas e Budak (1995), é exposto na Figura 2.10, o qual mostra um modo prático para a determinação dos limites de vibração para o processo de fresamento, relacionando as propriedades do material (como mostrado na Tabela 1) bem como a ferramenta a ser utilizada. Este modelo caracteriza os limites de vibração em função da profundidade de corte axial e a rotação do eixo-árvore.

A Figura 2.10 apresenta o modelo analítico de Altintas para o estudo das vibrações *chatter* no processo de fresamento. O modelo é descrito para dois graus de liberdade, nas coordenadas X e Y definido pela massa, rigidez e amortecimento do sistema. É importante destacar o efeito regenerativo ilustrado nesta figura, pois as ondulações deixadas pelo dente (j) não estão em fase com as ondulações deixadas pelo dente (j-1), portanto as vibrações são ampliadas caracterizando o aparecimento das vibrações *chatter*.

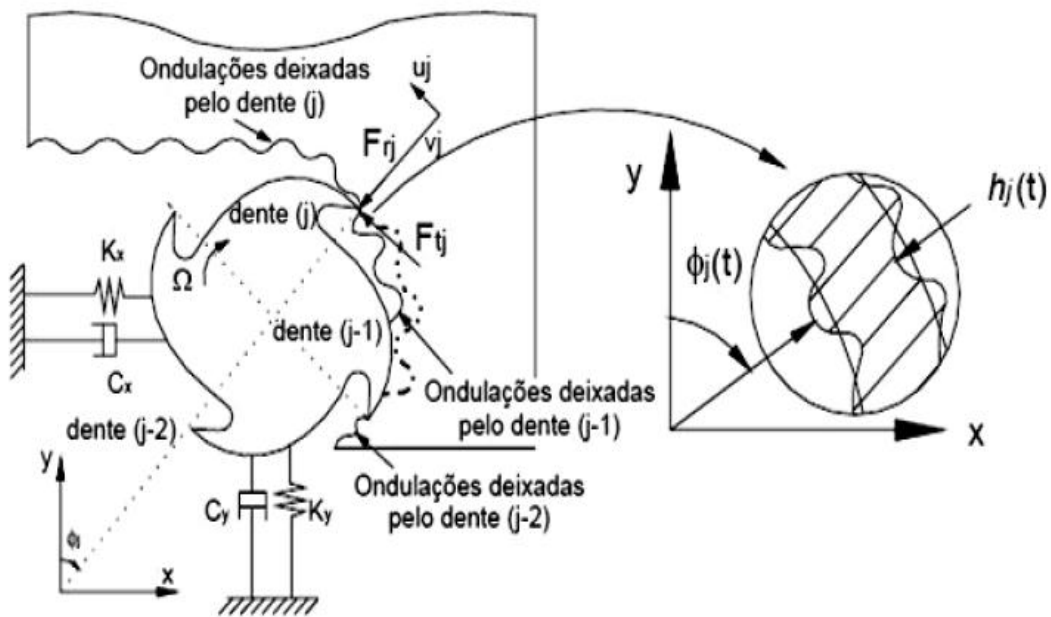


Figura 2. 10: Modelo dinâmico Altintas para fresa.
 Fonte: Modificado de Altintas (2012).

2.4.1 Influência da dinâmica da ferramenta

O método mais empregado consiste em preparar os diagramas de estabilidade a partir de experimentos, e selecionar as velocidades de corte e profundidades de corte axiais e radiais que possibilitam a usinagem livre de vibrações regenerativas.

Segundo Altintas e Budak (1995), inúmeras simulações são necessárias para gerar um diagrama de estabilidade e deve se tomar cuidado para evitar instabilidades numéricas no cálculo de deslocamentos muito pequenos. As não-linearidades como perda de contato da ferramenta durante o corte, regeneração múltipla e constantes de corte não-lineares são negligenciadas na análise de estabilidade linear. No entanto, esta permite um melhor entendimento do processo, sendo um método mais simples e rápido de se prever condições de usinagem isentas de vibrações.

Uma possibilidade para otimizar o processo, consiste em manipular as características dinâmicas da ferramenta. O comprimento da ferramenta afeta tanto a rotação que corresponde à zona de maior estabilidade do diagrama quanto a profundidade de corte axial crítica. Tal parâmetro tem forte efeito sobre a frequência do modo que é mais flexível, e conseqüentemente dominante no diagrama de estabilidade (SMITH *apud* POLLI 2005).

Portanto, a dinâmica da ferramenta pode ser alterada a fim de tirar o máximo proveito da capacidade do eixo-árvore. Isto é possível mudando-se o comprimento da

ferramenta de tal forma que a região de maior estabilidade caia sob a máxima rotação do eixo-árvore (TLUSTY e SMITH, 1996).

2.5 Sistema de Aquisição

A configuração experimental utilizada para medição de vibrações é bem simples, apesar de existirem variantes do sistema (EWINS, 2000). Em geral, o conjunto é formado por Sensor/Transdutor que tem como entrada a grandeza que se deseja medir, o Condicionador/ Processador que promove a conversão analógica digital e o Mostrador que apresenta ao usuário um valor legível através de registradores analógicos ou digitais em função do tempo.

A Figura 2.11 mostra um sistema de aquisição baseado em computador para ensaio dinâmico. Somando aos componentes de um sistema de medição genérico (Sensor, Condicionador e Conversor), encontra-se também, o Barramento que atua como interface de comunicação entre o dispositivo de aquisição e o computador. O computador que controla a operação do dispositivo de aquisição e os softwares de driver e aplicação.

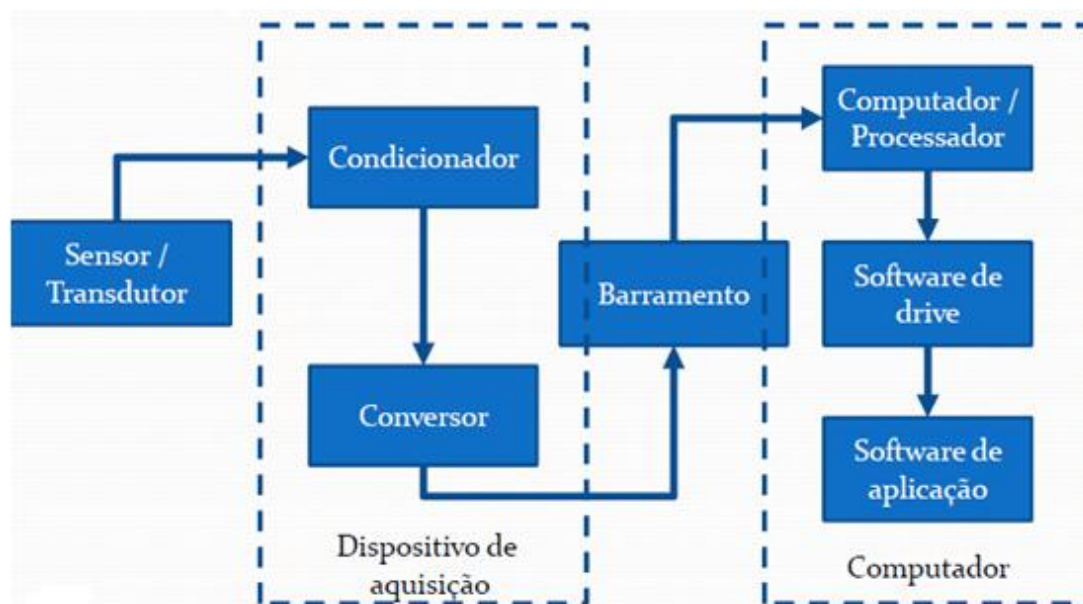


Figura 2. 11: Sistema de Aquisição baseado em Computadores.
Fonte: Guimarães (2017).

Um sensor ou transdutor converte um fenômeno físico em um sinal elétrico que pode ser medido. Dependendo do tipo de sensor, sua saída elétrica pode ser uma característica de tensão, corrente, resistência, capacitância ou outro atributo elétrico que varie com o tempo (GUIMARÃES, 2017).

Os acelerômetros, assim como sensores de deslocamento ópticos ou por impedância, quando posicionados em um ponto distante da aplicação da força de corte, podem se encontrar próximos a um ponto nodal de um modo de vibração (DELIO *et al.* 1992).

A localização de um sensor é via de regra, em uma região de alta rigidez (maximizar a banda de frequência da cadeia de medição) e o mais próximo possível da fonte que se deseja monitorar. Como os valores medidos pelos sensores de vibração dependem da função de resposta em frequência do ponto de medição, nos casos em que haja grandes variações nas funções de resposta em frequência da máquina, é necessário realizar uma análise de sensibilidade para identificar o melhor local da máquina para o posicionamento dos sensores de vibração (DE SOUSA *apud* DUARTE 2003).

Geralmente, o posicionamento de um transdutor em um ponto ativo para todos os modos de vibração esperados na usinagem é uma tarefa difícil. Requer um conhecimento prévio do comportamento dinâmico sobre a faixa de operação da máquina. Fixações e ferramentas diferentes e diversas geometrias de peças produzem numerosas frequências e modos de vibração (DELIO *et al.* 1992).

A Figura 2.12 retrata um exemplo das diferentes posições de fixação dos acelerômetros possíveis de um mancal de rolamento, porém apenas a opção A e C são aceitas como corretas. A opção B não apresenta um caminho direto para a vibração proveniente do rolamento e a opção D não mediria corretamente por estar apenas no sentido do eixo x.

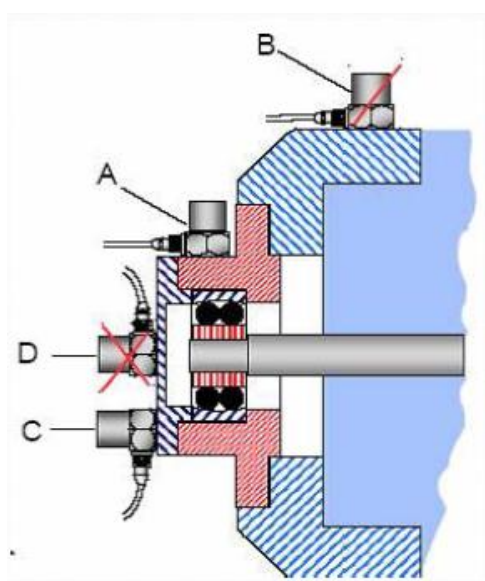


Figura 2. 12: Posição de fixação dos acelerômetros.
Fonte: Brüel & Kjaer (2018).

Estes sensores são necessários em pelo menos dois eixos ortogonais para a medição correta das vibrações no plano de corte, pois a ferramenta pode vibrar em qualquer direção, a menos que a estrutura seja altamente acoplada.

Outra limitação é que o sinal pode resultar das vibrações da peça, da ferramenta ou da estrutura da máquina. O posicionamento do sensor diretamente sobre qualquer dos componentes acima introduz problemas de transmissibilidade (DELIO *et al.* 1992).

2.5.1 Análise Espectral

A análise de espectro está embasada na determinação da Transformada de Fourier aplicada nos sinais de entrada (EWINS, 2000). Esta técnica faz a análise a partir do espectro.

De acordo com Rao (2008), o princípio fundamental dessa técnica é transportar uma função periódica no domínio do tempo para análise no domínio da frequência. A interpretação da Equação (2.3) é que qualquer função periódica pode ser representada como uma soma de funções harmônicas.

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t) \quad (2.3)$$

Onde $\omega = 2\pi/T$ é a frequência fundamental e a_0 , a_n e b_n são coeficientes constantes:

$$a_0 = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (2.4)$$

$$a_n = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N x_i \cos\left(\frac{2\pi n t_i}{T}\right) \quad (2.5)$$

$$b_n = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N x_i \sin\left(\frac{2\pi n t_i}{T}\right) \quad (2.6)$$

Em softwares comerciais, é utilizada a Transformada Rápida de Fourier (FFT) (EWINS, 2000).

A Figura 2.13 representa a análise no tempo e a análise espectral de respostas, transformando uma função no domínio do tempo para o domínio da frequência.

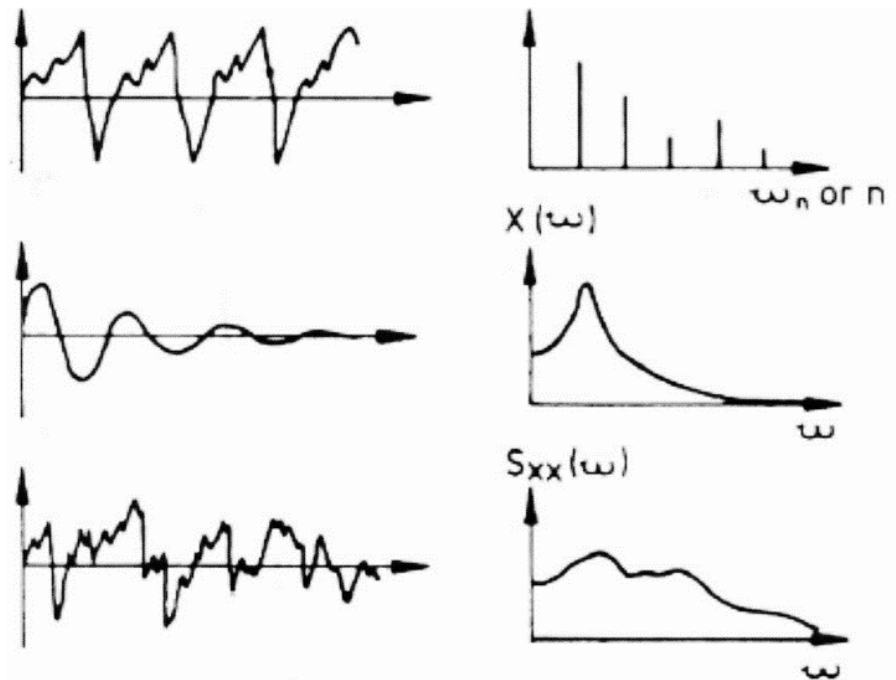


Figura 2. 13: Análise no tempo e análise espectral de respostas.
Fonte: Ewins (2000).

2.6 Método Rational Fraction Polynomial – RFP

Este método apareceu pela primeira vez em 1982 como um método *Single Input Single Output* (SISO) que logo em seguida foi transformado em um método *Multiple Input Multiple Output* (MIMO). Neste método, a FRF é expressa na forma de frações racionais ao invés de frações parciais e a função erro a ser minimizada é estabelecida de forma que o sistema de equações resultante seja linear, sem a necessidade de estimativas iniciais dos parâmetros modais.

Como o sistema de equações lineares envolve matrizes que são mal condicionadas, as frações racionais são expressas em forma de polinômios ortogonais de *Forsythe*. Por esta razão, este método é também conhecido como *Rational Fraction Orthogonal Polynomial*.

A este método aplica-se a expressão polinomial de frações racionais, como mostrado na equação apresentada abaixo, diretamente às medições das FRF's. A sua vantagem, é possibilitar a aplicação sobre qualquer gama de frequência obtida, e em particular, à uma vizinhança dominada por um pico de ressonância. O método RFP é uma técnica de ajuste de curva aplicada no domínio da frequência, por isso há facilidade de aplicação em qualquer gama de frequência.

A modelagem do método numérico RFP é definida como (EWINS, 2000):

$$H(\omega) = \frac{b_0 + b_1(i\omega) + b_2(i\omega)^2 + \dots + b_{2N-1}(i\omega)^{2N-1}}{a_0 + a_1(i\omega) + a_2(i\omega)^2 + \dots + a_{2N}(i\omega)^{2N}} \quad (2.7)$$

Segundo Ewins, (2000) os coeficientes denotados por a_n correspondem aos coeficientes de cada termo em ordem crescente do polinômio de ajuste encontrado para o denominador da equação 2.7. Analogamente, os coeficientes b_n correspondem ao numerador do polinômio de ajuste determinado.

De acordo com Schwarz e Richardson (1999), para uma FRF medida $H(\omega k)$ pode-se solucionar os polinômios do denominador e numerador da equação 2.20 a fim de conhecer os coeficientes que possibilitam determinar os parâmetros modais. Para o numerador determina-se os “resíduos” (rk); para o denominador, os “polos” (pk).

$$H(\omega) = \sum_{k=1}^N \left(+ \frac{rk}{j\omega - pk} + \frac{rk^*}{j\omega - pk^*} \right) \quad 2.8$$

Para a equação 2.8, N indica o grau do polinômio de ajuste, e k indica consecutivamente os modos em análise. O asterisco indica um complexo conjugado.

Quando o algoritmo RFP apresenta mal condicionamento das matrizes para resolução dos vetores de coeficientes polinomiais ($\{A\}$ e $\{B\}$), é necessária uma melhoria no algoritmo que permita que os valores sejam condicionados, ou seja, precisamente avaliados. A função resposta em frequência é então escrita como expansão de frações parciais sobre forma de polinômios ortogonais, simplificando o cálculo computacional (EWINS, 2000).

2.7 Extração dos parâmetros modais

Mateus (2017) utiliza o teste de impacto para medir uma coluna da matriz de função resposta em frequência, adotando a medição *driving point*. Esta por sua vez permite a extração dos parâmetros modais globais e locais para esses modos normais de vibração. O ajuste de curvas para se estimar frequências naturais e amortecimento exige uma medição com pouco ruído e boa coerência de medição, uma vez que a estrutura é modelada como fixa.

A presença excessiva de ruído dificulta a extração precisa dos parâmetros, além de exigir um número elevado de polos para o ajuste de curva, sintetizando uma FRF não

coerente à medição realizada. Uma quantidade excessiva de polos destoa o resultado final, ou seja, os parâmetros efetivos (MATEUS, 2017).

Desta forma, Mateus (2017) realiza a extração dos parâmetros modais de uma única medição FRF no *driving point* na direção X e Y, utilizando-se do método *Rational Fraction Orthogonal Polynomial* (RFP) da estrutura, para então elaborar o diagrama de estabilidade. Já o presente trabalho utiliza-se de cinco medições no eixo X e Y, para avaliar o incremento de medições na estimação de parâmetros modais para análise de estabilidade em usinagem, evidenciando-se a diferença da quantidade de FRF's na qualidade dos diagramas encontrados.

3 METODOLOGIA

Nesse capítulo é apresentada uma breve descrição dos métodos de pesquisa empregados. A metodologia empregada neste trabalho foi baseada no desenvolvimento experimental de ensaios em laboratório reproduzindo situações similares às encontradas no ambiente industrial. Por fim, definem-se, instrumentos e métodos de aquisição de dados, bem como o seu condicionamento.

3.1 Tipos de pesquisa

De acordo com Heerdt e Leonel (2007) define-se pesquisa como um procedimento investigativo, no qual se objetiva encontrar associação entre os fatores de qualquer fenômeno.

Quanto aos objetivos, a pesquisa pode ser classificada como exploratória, descritiva ou explicativa (PRODANOV e FREITAS, 2013). A pesquisa exploratória é definida pela escassez de informação acessível, fazendo-se necessária investigação bibliográfica e análise de casos semelhantes para construir uma hipótese que permite validar as causas de um fato (ALYRIO, 2009).

Prodanov e Freitas (2013), afirma que o objetivo da pesquisa descritiva é descrever qualidades de objeto de estudo ou até mesmo vincular características das variáveis. Ocorre então a observação, registro, análise e posterior tabulação dos dados, livres de manipulação.

A pesquisa explicativa é retratada quando o pesquisador procura explicar os porquês das coisas e suas causas, por meio do registro, da análise, da classificação e da interpretação dos fenômenos observados. Visa identificar os fatores que determinam ou contribuem para a ocorrência dos fenômenos; “aprofunda o conhecimento da realidade porque explica a razão, o porquê das coisas” (GIL, 2010).

Outra maneira de classificação da pesquisa é através da abordagem realizada. A pesquisa qualitativa opera com dados que não podem ser expressos em forma numérica, os dados são interpretados pela essência de seu significado. Já a pesquisa quantitativa, os fatos são conhecidos em forma de números, passíveis de análise estatística e interpretação do pesquisador (ALYRIO, 2009).

A pesquisa bibliográfica, segundo Prodanov e Freitas (2013), baseia-se na explanação de material já publicado, constituído principalmente de: livros, publicações em periódicos e artigos científicos, monografias, dissertações, teses, com o objetivo de colocar o pesquisador em contato direto com todo material já escrito sobre o assunto da pesquisa.

Por fim, esse trabalho tem caráter exploratório e explicativo, a fim de analisar os parâmetros modais que influenciam no diagrama de estabilidade. São contempladas as abordagens qualitativa e quantitativa para classificar os resultados obtidos através da pesquisa experimental por medição das FRF's.

3.2 Materiais e métodos

Para a realização deste trabalho, após definir todo o conteúdo bibliográfico acerca das vibrações chatter e como experimentalmente validar o diagrama de estabilidade, reuniu-se todo material necessário à realização dos experimentos e extração de dados.

3.2.1 Máquina ferramenta

A máquina ferramenta utilizada nesse trabalho é o centro de usinagem vertical ROMI D600, localizada no Laboratório de Usinagem – Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Minas.

A máquina ferramenta possui cabeçote com eixo-árvore cone ISO 40, com faixas de velocidade de operação de até 7500 RPM e capacidade de trabalho em 3 eixos. Além disso, tem suporte para até 20 ferramentas com diâmetro máximo de 80 mm e comprimento máximo de 254 mm. As dimensões são 2700 mm de altura, até ocupada de 2600x2680 mm (frente x lateral) e peso aproximado de 5000 kg. (ROMI,2013). A figura 3.1 apresenta a Máquina-ferramenta utilizada.



Figura 3. 1: Centro de usinagem vertical ROMI D600.
Fonte: ROMI (2013).

A ferramenta utilizada para os testes foi uma fresa de topo reto com duas arestas de corte. Tal ferramenta é fabricada em metal duro, com revestimento de nitreto de titânio e alumínio (TiAlN), de acordo com ZCC – CT (2018). As principais características da fresa são conferidas de acordo com Tabela 2 e a Figura 3.2.

Tabela 2: Características da fresa de topo.

Diâmetro (D) [mm]	16
Diâmetro de Fixação (d) [mm]	16
Comprimento (L) [mm]	100
Comprimento da hélice (H) [mm]	45
Número de arestas de corte (Z)	2

Fonte: ZCC-CT (2018).

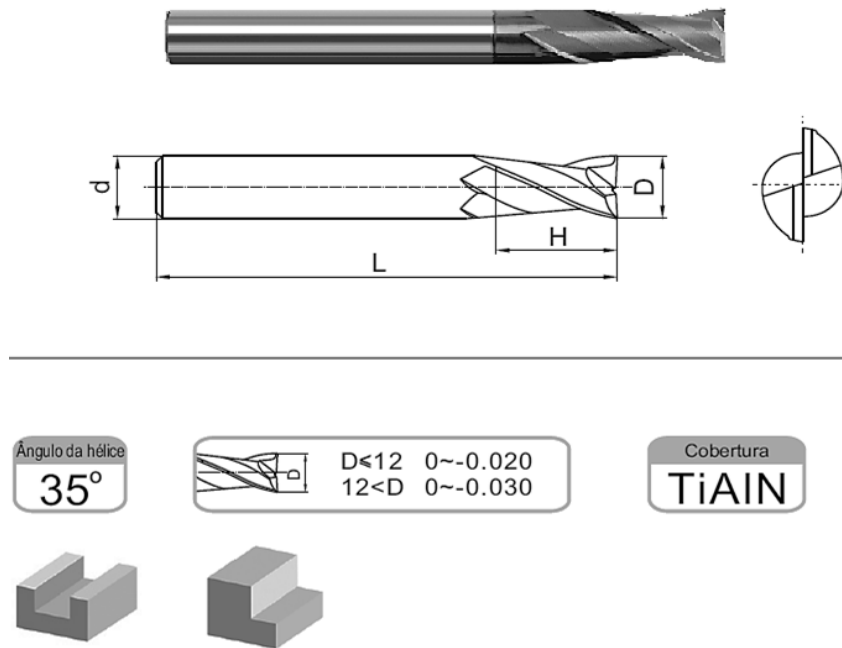


Figura 3. 2: Geometria da fresa de topo.
Fonte: ZCC-CT (2017)

3.2.2 Acelerômetro

Para os ensaios, o acelerômetro utilizado é fabricado pela PCB *Piezotronics* INC, o modelo 352C33. Possui sensibilidade: ($\pm 10\%$) 100 mV / g (10,2 mV / (m / s^2)) e faixa de frequência de ($\pm 5\%$) 0,5 a 10000 Hz. Para fixação na ferramenta, emprega-se a cera (WAX) e adesivo instantâneo. Ambos estão representados na Figura 3.3.



Figura 3. 3: Acelerômetro à esquerda e cera à direita.
Fonte: PCB Piezotronics INC (2018).

3.2.3 Placa de aquisição

A placa de aquisição é responsável por coletar os sinais analógicos de tensão provenientes de aceleração, velocidade ou descolamento e realização do processamento (RAO, 2008).

O dispositivo atua como a interface entre um computador e sinais externos. Ele funciona basicamente como um dispositivo que digitaliza sinais analógicos de entrada de forma que um computador possa interpretá-los. Os três componentes principais de um dispositivo DAQ usados para medir um sinal são os circuitos eletrônicos de condicionamento de sinais, conversor analógico-digital (ADC) e o barramento do computador. A placa de aquisição refere-se ao módulo NI 9234 USB, com 4 canais, produzida pela *National Instruments*, Figura 3.4.



Figura 3.4: Placa de aquisição NI 9234, com 4 canais.
Fonte: National Instruments (2018).

3.2.4 Martelo de impacto

O martelo de impacto utilizado nos experimentos para excitação da estrutura foi o modelo 8206-002, da Brüel & Kjær como pode ser visto na Figura 3.5. Cada uma das ponteiros tem a qualidade de propiciar a percepção de certa faixa de frequência, possuindo três pontas móveis distintas quanto ao material de fabricação.

No trabalho proposto, a ponteira de nylon apresentou-se como a mais indicada, melhorando experimentalmente os valores de coerência em uma faixa mais estreita de aquisição de frequências.



Figura 3. 4: Martelo de Impacto.
Fonte: Brüel & Kjær (2018).

3.2.5 Teste de impacto

O teste de impacto a ser realizado utiliza o martelo de impacto, placa de aquisição com 4 canais e software para leitura, processamento e análise dos dados e o acelerômetro descrito.

As direções X e Y da máquina são tomadas como referência para aplicação da força e leitura de resposta, concebendo o par Input-Output (Força-Deslocamento). Ou seja, a FRF XX (força aplicada no eixo X e resposta percebida no eixo X) e a FRF YY (força aplicada no eixo Y e resposta percebida no eixo Y), de acordo com a Figura 3.6.

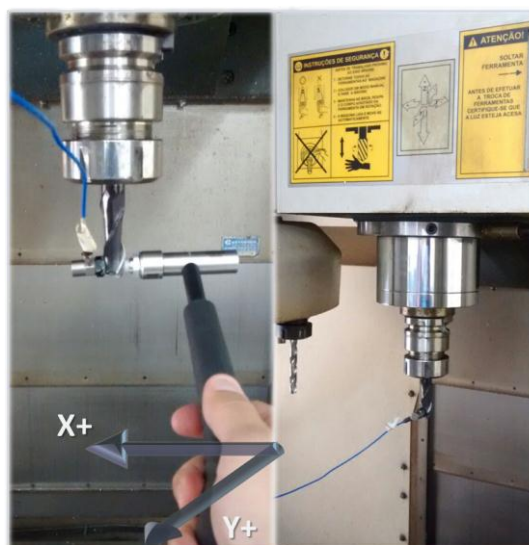


Figura 3. 5: Eixos de excitação da ferramenta. À esquerda impacto realizado no eixo X+; à direita, acelerômetro posicionado em Y+.
Fonte: Mateus (2017).

De acordo com Ewins (2000), ao menos uma linha ou coluna da matriz FRF deve ser mensurada a fim de que se obtenha uma análise modal mais holística. Portanto, o acelerômetro é mantido fixo (saída fixa) e variando-se o ponto de excitação, conforme a Figura 3.6. Nesta, o *driving point* está representado abaixo como a primeira medição da esquerda para direita, ponto nomeado de H55, e subsequente está os pontos H45, H35, H25 e H15.

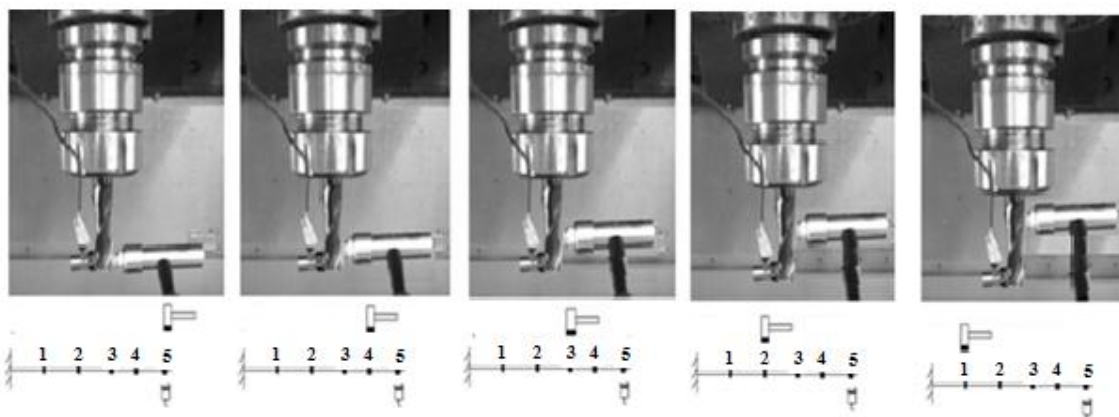


Figura 3. 6: Obtenção da 5ª linha da matriz FRF (1 x 5).
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

Neste trabalho realizam-se 3 a 5 golpes de martelo em cada ponto, para garantir um cálculo do espectro médio e obtenção de melhores coerências.

3.3 Coleta de dados

Todo processamento e condicionamento interno do software Impact Test, sediado na plataforma LabVIEW, da National Instruments. O setup tem influência nas curvas de Funções de Resposta em Frequência (FRFs) obtidas. A Figura 3.7 apresenta o setup utilizado:

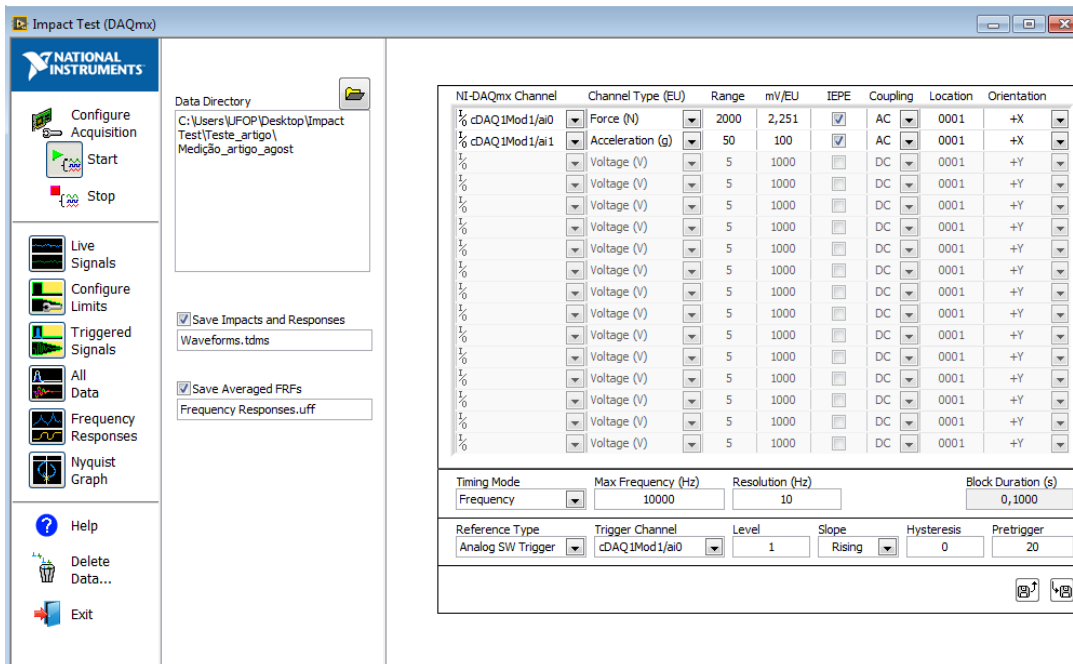


Figura 3. 7: Setup do sistema de aquisição.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

A implementação de um bom *setup* do ensaio é muito importante na análise modal de estruturas, pois, caso não se dê a devida atenção para esta etapa, toda a medição pode ser comprometida. Fatores que influenciam os resultados, no que diz respeito à preparação da estrutura, são as condições de contorno exigidas.

A Figura 3.8 apresenta as configurações de enjanelamento exponencial adequado tanto para os sinais de excitação quanto para os sinais de resposta.

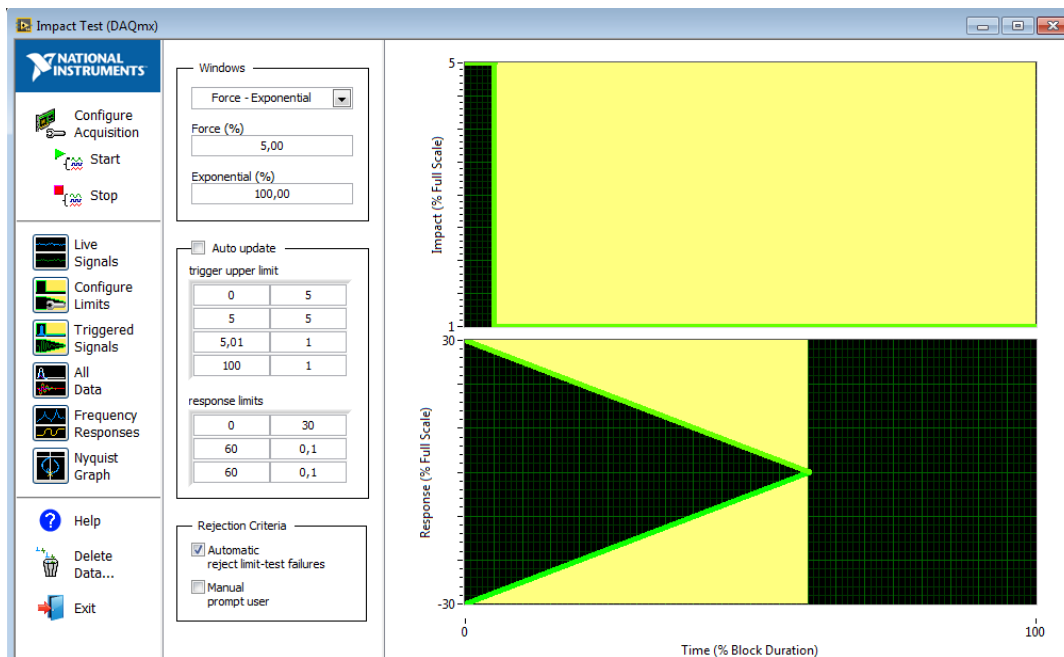


Figura 3. 8: Configuração do enjanelamento exponencial.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

3.4 Ajuste de curva através do método *Rational Fraction Polynomial* (RFP)

Programa-se o ajuste de curva RFP que permite que sejam extraídos os parâmetros modais globais (frequências modais e fator de amortecimento modais), assim como os parâmetros modais locais (massa modal, rigidez modal e coeficiente de amortecimento modal), através da medição *driving point* (H55).

O ajuste de curva é realizado com a correta seleção do número de polos, pois um número baixo de polos pode ocasionar um péssimo ajuste de curva, porém se o número de polos for grande, pode identificar modos de vibrar da estrutura que na verdade são falsos modos.

A tomada de decisões pode ser expressa pela Figura 3.9:

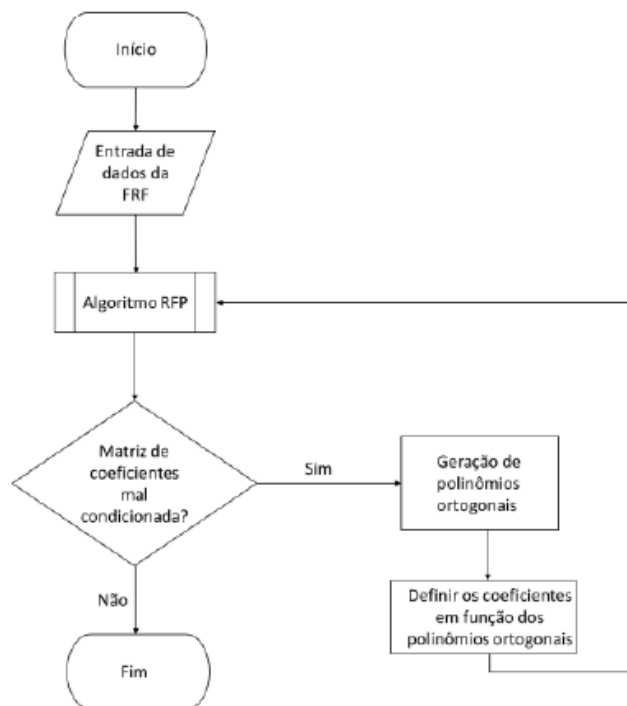


Figura 3. 9: Fluxograma para o algoritmo RFP.
Fonte: Mateus (2017).

3.4.1 FRF sintetizada e declaração dos parâmetros modais

Utilizando polinômios ortogonais, a forma analítica da FRF é escrita como fração racional, formando então uma FRF sintetizada. Os coeficientes originais são então recuperados, para que através deles sejam calculados os resíduos de sua expansão de frações parciais. Com a FRF sintetizada pronta para ser sobreposta à FRF

experimental, pode-se calcular os parâmetros modais globais através dos polos e resíduos.

O cálculo é efetuado com base nos estudos de Richardson e Formenti (1999), como proposto na Tabela 3.

Tabela 3: Cálculo dos parâmetros modais através dos resíduos e polos da expansão de frações parciais.

Forma analítica	Implementação
$H(\omega) = \sum_{k=1}^{n/2} \left[\frac{r_k}{s - p_k} + \frac{r_k^*}{s - p_k^*} \right]_{s=j\omega}$ <p> $p_k = -\sigma_k + j\omega_k$ $r_k =$ resíduo para k-ésimo modo $\sigma_k =$ fator de amortecimento do k-ésimo modo $\omega_k =$ frequência natural do k-ésimo modo </p>	<pre> %Cálculo dos polos e resíduos [R, P, K]=residue(A,B); [r, c]=size(R); for n=1:(r/2), Residuos(n,1)=R(2*n-1); Polos(n,1)=P(2*n-1); end [r, c]=size(Residuos); Residuos=Residuos(r:-1:1)*nom_omega; %resíduos Polos=Polos(r:-1:1)*nom_omega; %polos freq=abs(Polos); %Frequências Naturais (rad/sec) damp=-real(Polos)./abs(Polos); %Fator de amortecimento (%) Ai=-2*(real(Residuos).*real(Polos)+imag(Residuos).*imag(Polos)); Bi=2*real(Residuos); const_modal=complex(Ai,abs(Polos).*Bi); Ci=abs(const_modal); %Amplitude da constante modal Oi=angle(const_modal).* (180/pi); %fase da constante modal (graus) modal_par=[freq , damp, Ci, Oi, Residuos]; %Matriz de parâmetros modais </pre>

Fonte: Mateus (2017).

Então, com todos os parâmetros modais definidos e a FRF sintetizada pronta, avalia-se a adequação do ajuste de curva através do número de polos propostos para a FRF sintetizada.

3.4.2 Extração dos parâmetros globais

Segundo Richardson (1982), todos os algoritmos de ajuste de curva podem dar resultados errados, se o grau de ajuste da função de curva tiver baixa especificação. Por outro lado, normalmente usam-se adaptadores de curvas em uma faixa de frequência limitada, então os efeitos das ressonâncias fora da faixa devem ser compensados de alguma maneira.

Com o método RFP, especificando termos adicionais somente para o polinômio numerador é muitas vezes suficiente para compensar esses efeitos residuais. Isso permite algum controle sobre o grau do polinômio característico. Desta forma, o algoritmo descrito na Tabela 4, baseado na função *Rational Fraction Polynomial* (RFP) que permite o fluxo de informações até os polos e resíduos, proporciona a entrada unitária das FRF's medidas nos eixos X e Y, para então encontrar os parâmetros modais globais, a saber, frequência natural, fator de amortecimento e constante modal.

Tabela 4: Algoritmo para ajuste das curvas. Exemplo para medições no eixo X.

Implementação
<pre> %-----Rational Fraction Polinomial performado para Receptância-----% % % - Medição com acelerômetro captando aceleração em (g) % 1 g = 9.81 m/s² % - Integração dos resíduos: Unidades de engenharia % - Seleção do Driving Point % - Forma modal ajustadas pela massa modal unitária % - Cálculo dos parâmetros modais locais % -----% clc; clear; load FRFX %entrar com dados tabulados para eixo X ou Y plot(FRFX(:,2)/(2*pi),20*log10(abs(FRFX(:,1))), 'b'); hold on xlabel('Frequência (Hz)'),ylabel('(dB)'), omega = FRFX(:,2); resp = FRFX(:,1); N = 20; %Selecionar a quantidade coerente de polos. [alpha,par] = rfp(resp,omega,N); fn = par(:,1); %frequencias naturais xi = par(:,2); %fator de amortecimento C = [par(:,3),par(:,4)]; %Constante modal (amplitude e fase) plot((omega)/(2*pi),20*log10(abs(alpha)), 'r'), hold off; legend('FRF X medida', 'FRF X sintetizada N = 20',4) </pre>

Fonte: Fonte: Mateus (2017).

3.4.3 Extração dos parâmetros locais

Os resíduos extraídos do algoritmo são integrados para unidades de deslocamento, garantindo um coerente ajuste da forma modal, como apresentado na Tabela 5.

Tabela 5: Integração dos Resíduos.

Forma analítica	Implementação
$[r_a(k)] = \frac{[r_v(k)]}{P_k} = \frac{[r_s(k)]}{(P_k)^2} \quad k = 1, 2, \dots, \text{Modos}$	<pre> %-----% % Cálculo dos parâmetros modais locais % % Consideração: Ajuste da forma modal pela massa modal unitária % Modos normais Im(u) << Real(u) % Medição Driving Point (rj) % -----% Residuos = par(i,5); Residuos = real(Residuos); %Modos normais [r,c] = size(Residuos); Residuos = 9.81.*Residuos %Convertendo a medição em (g) para m/s² for k = 1:l:r % integração dos resíduos ra(k) = Residuos(k)/((i.*fn(k))^2) end ra = ra.' Residuos = ra % Término da integração = resíduos em unidade de deslocamento </pre>
$[r_a(k)] = \text{Resíduos em unidade de deslocamento}$	
$[r_v(k)] = \text{Resíduos em unidade de velocidade}$	
$[r_s(k)] = \text{Resíduos em unidade de aceleração}$	
$P_k = -\sigma_k + j\omega_k = \text{Polos do } k\text{-ésimo modo}$	
Ouseja:	
$[r_a(k)] = F_k [r_v(k)] = (F_k)^2 [r_s(k)]$	
Fator de integração	
$F_k = \frac{\omega_k}{(\sigma_k^2 + \omega_k^2)} \quad \sigma_k \ll j\omega_k$	

Fonte: Mateus (2017)

Assim como propõe Richardson (2000), a forma modal é estimada pela consideração da massa unitária, dependendo do resíduo de referência do *driving point*. Desta forma obtêm-se os parâmetros locais, desejáveis para a formação do diagrama de estabilidade. A Tabela 6 representa a implementação do método de obtenção dos parâmetros locais.

Tabela 6: Parâmetros locais.

Forma analítica	Implementação
$\begin{Bmatrix} u_{1k} \\ u_{2k} \\ \vdots \\ u_{nk} \end{Bmatrix} = \frac{\omega_k}{\sqrt{r_{ii}(k)}} \begin{Bmatrix} r_{1j}(k) \\ r_{2j}(k) \\ \vdots \\ r_{nj}(k) \end{Bmatrix}$ $\text{Massa}_k = \frac{1}{\omega_k r_{ii}(k)}$ $\text{Rigidez}_k = \frac{k_k}{m_k} = (\sigma_k^2 + \omega_k^2)$ $\text{Fator de amortecimento}_k = \frac{c_k}{m_k} = (2\sigma_k)$	<pre> dvp = Residuos(1) %seleção do driving point for k = 1:r u(k) = sqrt(fn(k) ./ dvp) .* Residuos(k) mass(k) = 1 / (fn(k) * dvp) stiffness(k) = mass(k) * (xi(k)^2 + fn(k)^2) damp_factor(k) = mass(k) * (2 * xi(k)) end u = u.' mass = mass.' stiffness = stiffness.' damp_factor = damp_factor.' pm_local = [mass, stiffness, damp_factor, u] </pre>

Fonte: Mateus (2017)

3.4.4 Média espacial das FRF's

Após sintetizar as cinco FRF's do eixo X e as demais cinco FRF's do eixo Y e encontrar os parâmetros globais para cada medição, elabora-se uma média espacial das FRF's, a fim de encontrar a média espacial dos parâmetros globais do conjunto.

De posse dos valores encontrados para a medição FRF55, da qual são extraídos tanto os parâmetros globais quanto os locais, para a elaboração do diagrama de estabilidade, efetua-se a média espacial para avaliar a coerência dos valores globais obtidos com apenas uma medição, com a média de três e com a média de cinco medições e avaliar sua influência nas curvas do diagrama de estabilidade.

A média compõe-se da seguinte forma, de três medições para cada eixo (FRF15, FRF35, FRF55) e posteriormente a média das cinco medições (FRF15, FRF25, FRF35, FRF45, FRF55), para cada coordenada.

3.5 Diagrama de estabilidade

Baseando-se no modelo Altintas (2012) para obter o diagrama de estabilidade do primeiro modo encontrado, além dos parâmetros globais e locais da estrutura é necessário também, que se conheça as propriedades do material a ser usinado, ou seja, os coeficientes de força específica de corte (K_r e K_t) do material e também o ângulo de corte da ferramenta.

Para o estudo proposto foi definido como material a ser usinado o alumínio, uma vez que o mesmo possui propriedades que permitem altas rotações do eixo-árvore, além de possuir uma ótima usinabilidade.

A Tabela 7 apresenta todos os parâmetros de entrada do algoritmo, para obtenção do diagrama de estabilidade do primeiro modo do conjunto estrutura, considerando os dois graus de liberdade.

Tabela 7: Parâmetros de entrada para o diagrama de estabilidade.

Parâmetros modais do 1° modo		
Parâmetros	Grau de liberdade X	Grau de liberdade Y
Frequência natural (HZ)	963,41	819,96
Massa modal (kg)	0,568	0,127
Rigidez modal (N/m)	2,08E+07	3,38E+06
Fator de amortecimento	0,028	0,046
Propriedades do alumínio e ferramenta		
Parâmetros	Kr	0,07
	Kt (N/mm)	600
	Ângulo de entrada (graus)	0
	Ângulo de saída (graus)	60

Fonte: Pesquisa Direta (2018).

3.6 Média espacial dos parâmetros globais

Com base nas cinco medições realizadas no eixo X e as demais outras cinco realizadas no eixo Y, elabora-se uma média espacial das FRF's, a fim de encontrar a

média espacial dos parâmetros globais do conjunto, a saber, a frequência natural e o fator de amortecimento.

A média elaborada das medições compõe-se basicamente da seguinte forma: uma média com as FRF's dos pontos 1, 3 e 5 e outra com todos os pontos em que se realizou o teste de impacto, os pontos 1, 2, 3, 4 e 5.

Uma indicação importante da precisão das estimativas de frequência natural é a sua coincidência com os picos de ressonância nas medições FRF's. Porém, esses picos de ressonância podem ser aprimorados por uma média espacial de todos os dados disponíveis, sendo por partes reais e imaginárias.

Segundo LMS Test.Lab (2018), a parte real da soma é a média do valor absoluto da parte real de todas as FRF's e a parte imaginária da soma é a média do valor absoluto da parte imaginária de todas as FRFs.

3.7 Tabulação dos dados

Os dados obtidos no *Impact Test* são exportados e tabulados para o MS Excel 2010. Em seguida, plota-se os gráficos de amplitude e fase em função de frequência, em escala linear e também logarítmica, e também o gráfico da função coerência ao longo do intervalo de frequência especificado.

Utiliza-se do *software MATLAB R2017a* para implementação dos algoritmos pelo método RFP descrito neste trabalho, para ajuste de curva polinomial através da resolução dos sistemas de equações lineares identificados. Os gráficos gerados são para avaliar a adequação da FRF sintetizada à FRF medida.

Quando o ajuste de curvas é considerado satisfatório, os parâmetros modais (globais e locais) são extraídos e tabulados para cada modo de vibração identificado. Por fim, os parâmetros para o primeiro modo (*driving point*) são utilizados como entradas do algoritmo no *MATLAB* para elaboração do diagrama de estabilidade com 2 graus de liberdade.

4 RESULTADOS

4.1 Função Resposta em Frequência

Os testes de impacto realizados apresentam duas resoluções possíveis, de 1 Hz e 5 Hz. Para determinação da resolução mais adequada, Avitabile (2001) indica que assumem-se como aceitáveis os valores acima de 0,95 unidades para coerência em medições de FRF's, tendo em vista a necessidade de obter medições com baixíssimo nível de ruído.

Desta forma, para o presente estudo a coerência das medições foi um fator determinante para a escolha da medição a ser trabalhada. As Figuras 4.1 e 4.2 a seguir, ilustram a coerência obtida para as resoluções de 5 Hz e 1 Hz respectivamente.

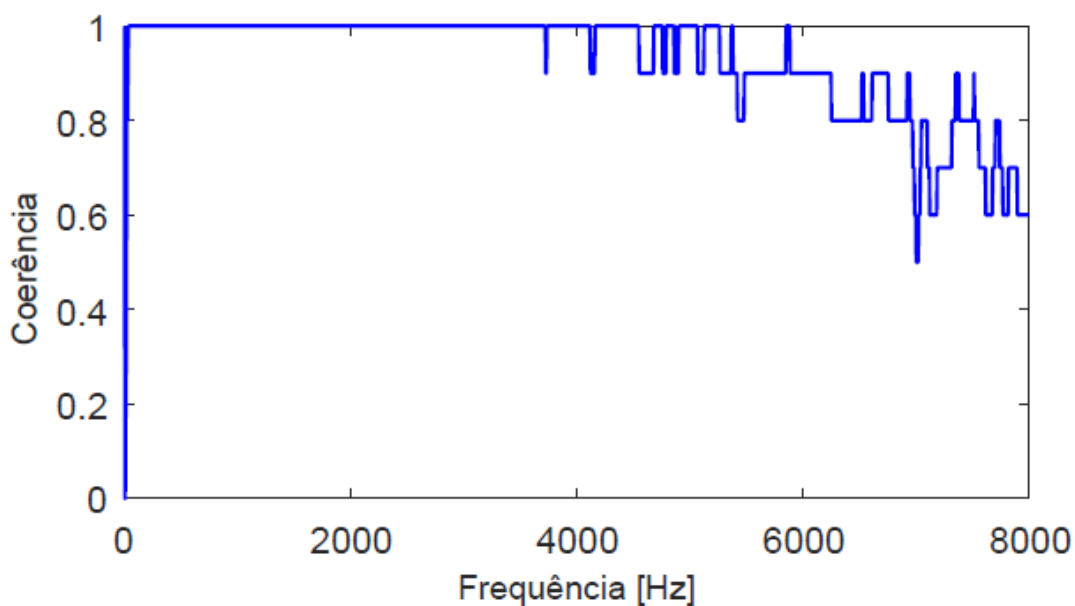


Figura 4. 1: Coerência para resolução de 5 Hz. Eixo X. Medição H55.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

O valor da função de coerência fica compreendido no intervalo fechado entre zero e um, como apresentado na Figura 4.1. O valor unitário indica a ausência de ruído na medição, já um valor nulo indica ruído puro. Portanto a resolução de 5 Hz é recomendada para o estudo, uma vez que possui melhor coerência do que a resolução de 1 Hz.

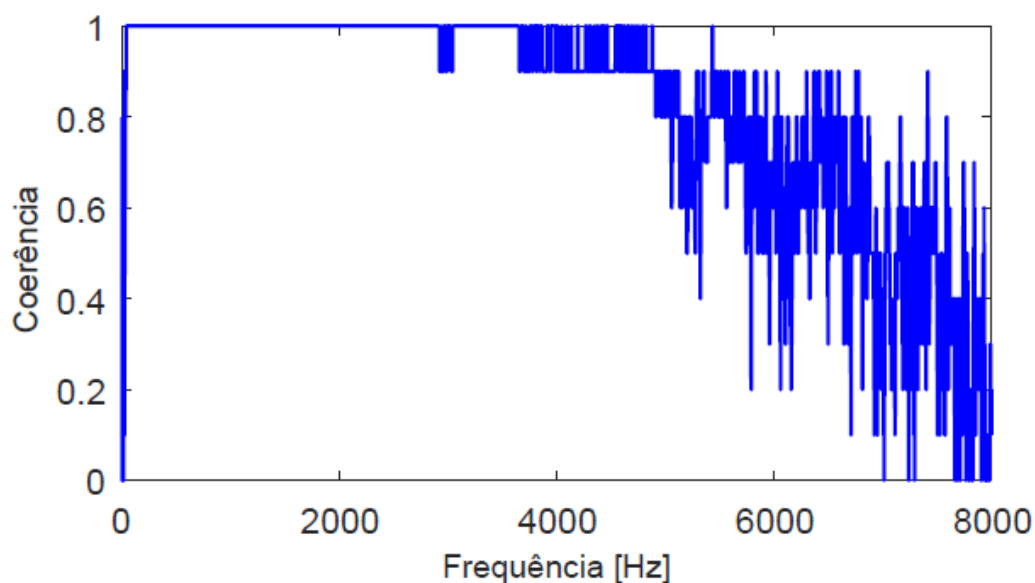


Figura 4. 2: Coerência para resolução de 1 Hz. Eixo X.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

Com base nos testes de impacto realizados, obtiveram-se as funções de transferência dos eixos X e Y. Assim, extraíram-se os gráficos de amplitude e também um gráfico de fase para os dois eixos. A Figura 4.3 apresenta a amplitude na direção X, na qual é possível identificar alguns picos de ressonância, bem como o efeito do ruído na qualidade dos dados obtidos a partir de 5000 Hz, aproximadamente.

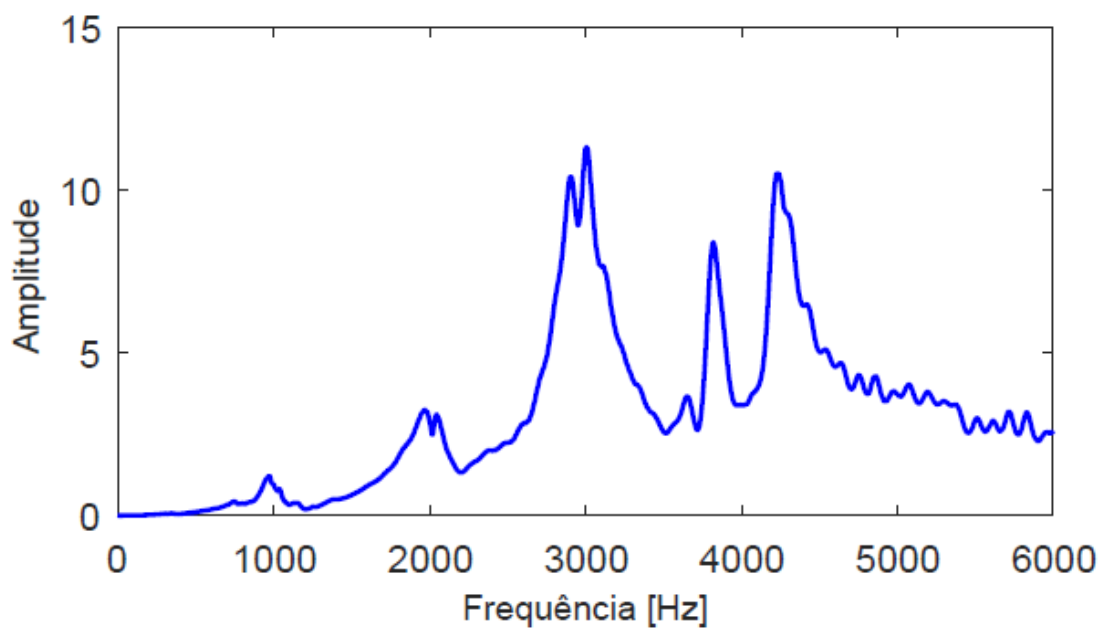


Figura 4. 3: Amplitude (resposta/impacto) para FRF na direção X. Medição H55
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

Entretanto, a forma mais comum de apresentar uma FRF é utilizando a magnitude em dB da função resposta em frequência, em conjunto da representação com a fase, ambas em frequência, representadas pelas Figuras 4.4 e 4.5.

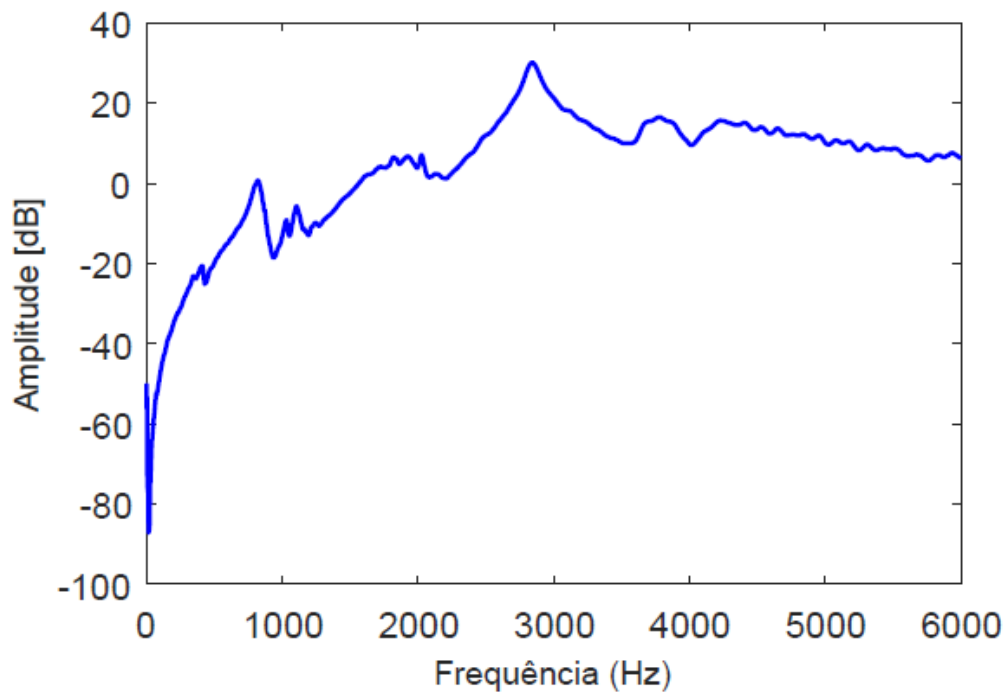


Figura 4. 4: Amplitude (dB) para FRF na direção X. Medição H55.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

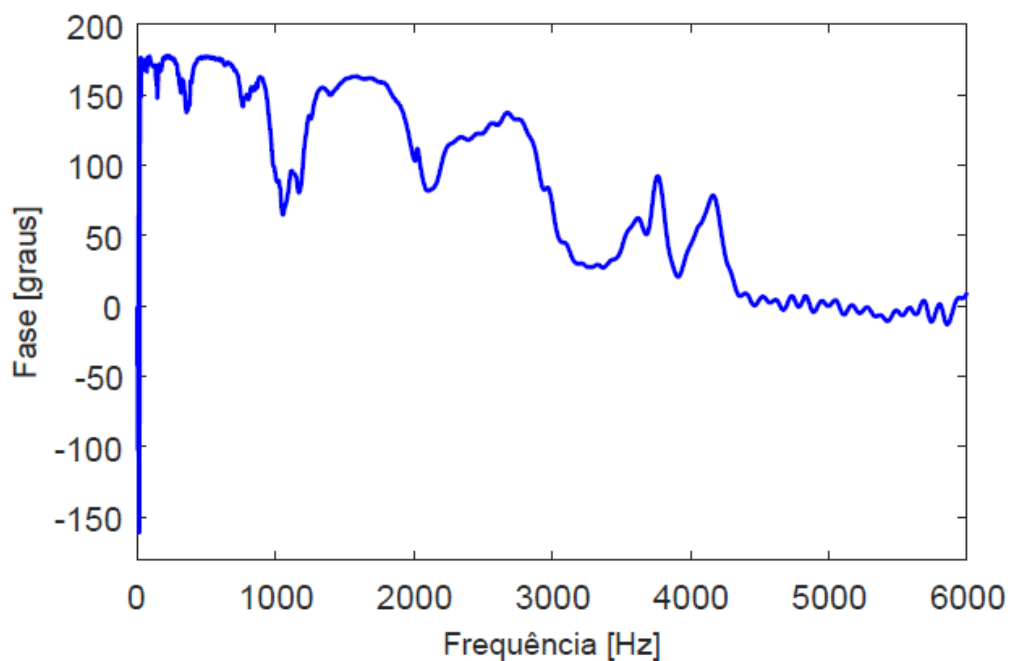


Figura 4. 5: Fase (graus) para a FRF na direção X. Medição H55.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

Analisando ainda a Figura 4.1, a função de coerência mostra-se muito próxima do valor unitário até aproximadamente 4500 – 5000 Hz, e esse fato é retratado perfeitamente nos gráficos de amplitude e fase, nos quais as medições apresentam uma ótima correlação dos sinais de entrada com os sinais de saída até aproximadamente 4500 Hz. Acima dessa faixa de frequência evidencia a alta quantidade de ruído presente, ocasionando uma extração com bastante imprecisão para essa região.

Ainda sobre a Figura 4.4, na qual é reproduzida a Amplitude em dB, nota-se alguns picos ao longo do intervalo de frequência. Esses picos representam as frequências naturais relativas aos modos de vibração. Percebem-se ainda alguns pontos de antirressonância, ou seja, onde a amplitude é mínima, o que evidencia que a vibração naquele ponto será desprezível para influenciar a estabilidade do processo.

A Figura 4.5, apresenta a Fase para a FRF na direção X, sendo possível notar que nos pontos identificados visualmente como pontos de ressonância, verifica-se que há uma mudança abrupta de fase, fato característico de ressonância na estrutura.

Os gráficos das Figuras 4.1 a 4.5 dizem respeito ao *driving point*, a medição H55. As demais medições realizadas no eixo X, em busca de analisar os parâmetros globais da estrutura, são apresentadas na Figura 4.6.

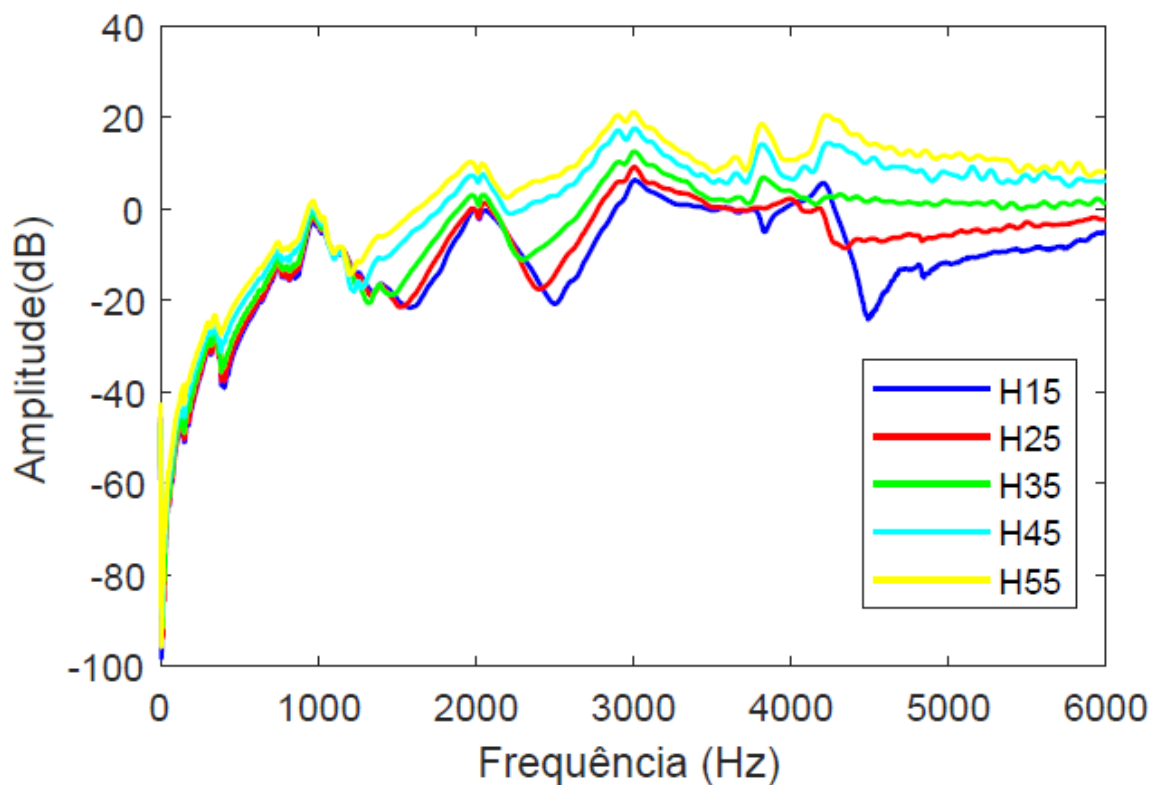


Figura 4. 6: As cinco FRF medidas experimentalmente para o eixo X.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

Interessante destacar sobre a Figura 4.6 que foram encontrados os quatro primeiros picos de ressonância para todas as cinco medições feitas. Estes picos se apresentam aproximadamente por volta de 1000 Hz, 2000 Hz, 3000 Hz e 3800 Hz. Ainda sobre esta figura, nota-se que a amplitude do ponto H55 é maior do que as demais, pois a excitação à estrutura neste ponto é mais próxima do acelerômetro.

Para o eixo Y, as medições possuem as mesmas considerações tomadas para o eixo X, assim, os resultados da medição H55 para o eixo Y estão expostos nas Figuras 4.7 a 4.11.

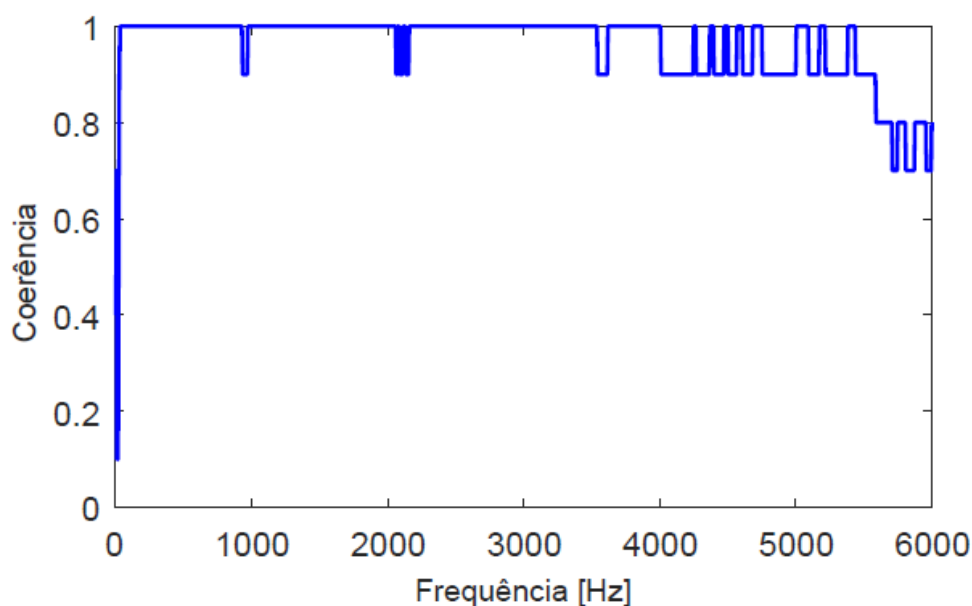


Figura 4. 7: Coerência da medição para o eixo Y. Medição H55.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

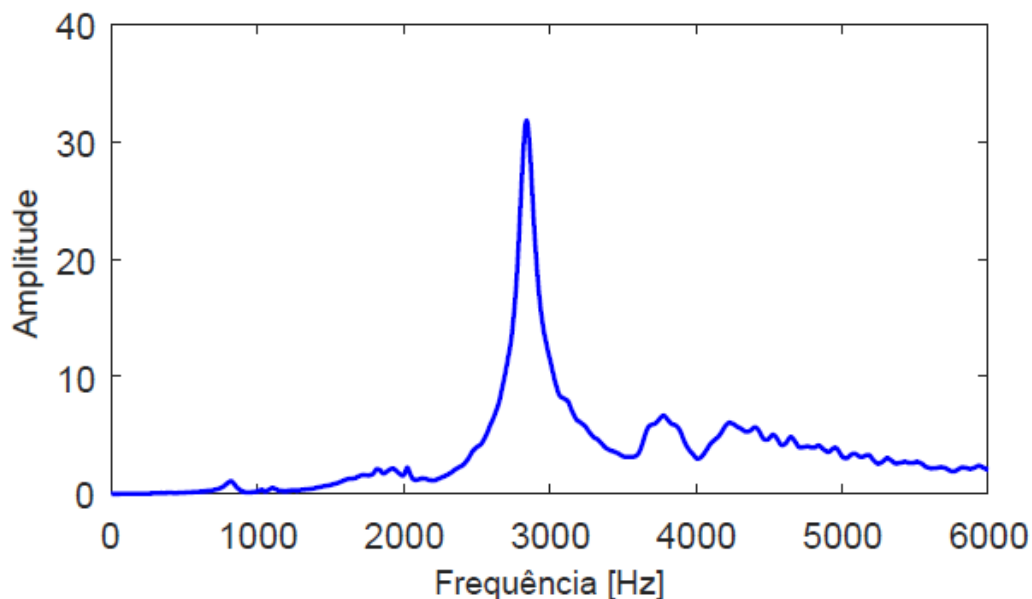


Figura 4. 8: Amplitude (resposta/impacto) para FRF na direção Y. Medição H55.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

A Figura 4.7 ilustra a coerência obtida com a resolução de 5 Hz, e de forma notória destaca-se que os resultados obtidos para a coerência da coordenada Y é melhor do que a coerência obtida para a coordenada X, uma vez que os valores estão acima de 0.9 até aproximadamente 5500 Hz. Das Figuras 4.8, 4.9 e 4.10 é possível identificar os quatro primeiros picos de ressonância da estrutura, sendo esses aproximadamente por volta de 800 Hz, 2000 Hz, 2800 Hz e 3700 Hz.

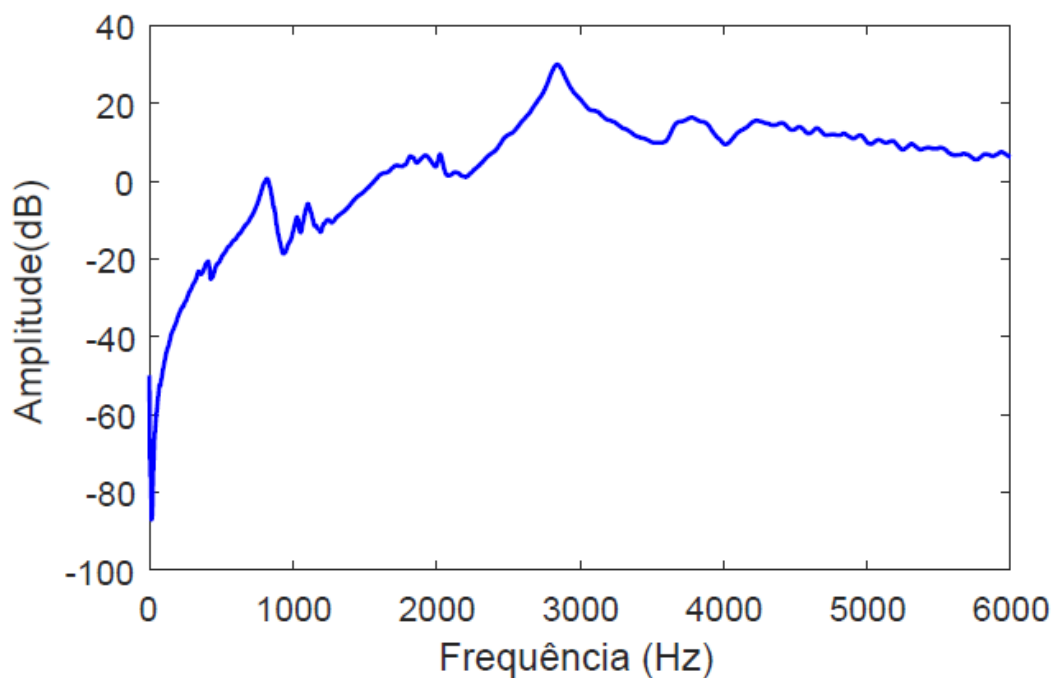


Figura 4. 9: Amplitude (dB) para FRF na direção Y. Medição H55.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

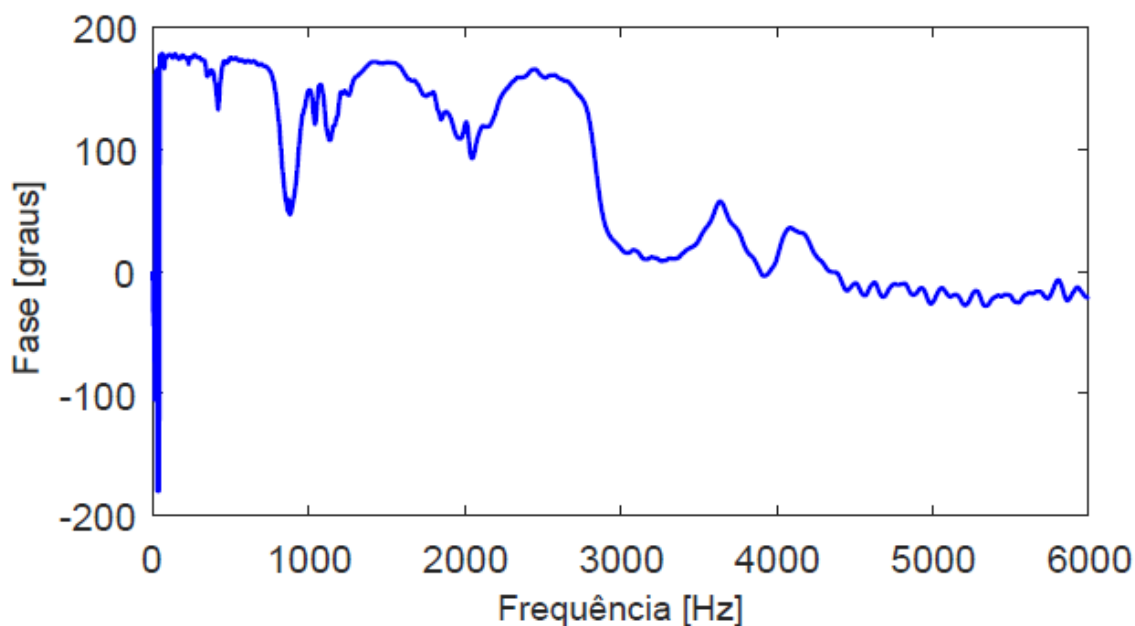


Figura 4. 10: Fase (graus) para a FRF na direção Y. Medição H55.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

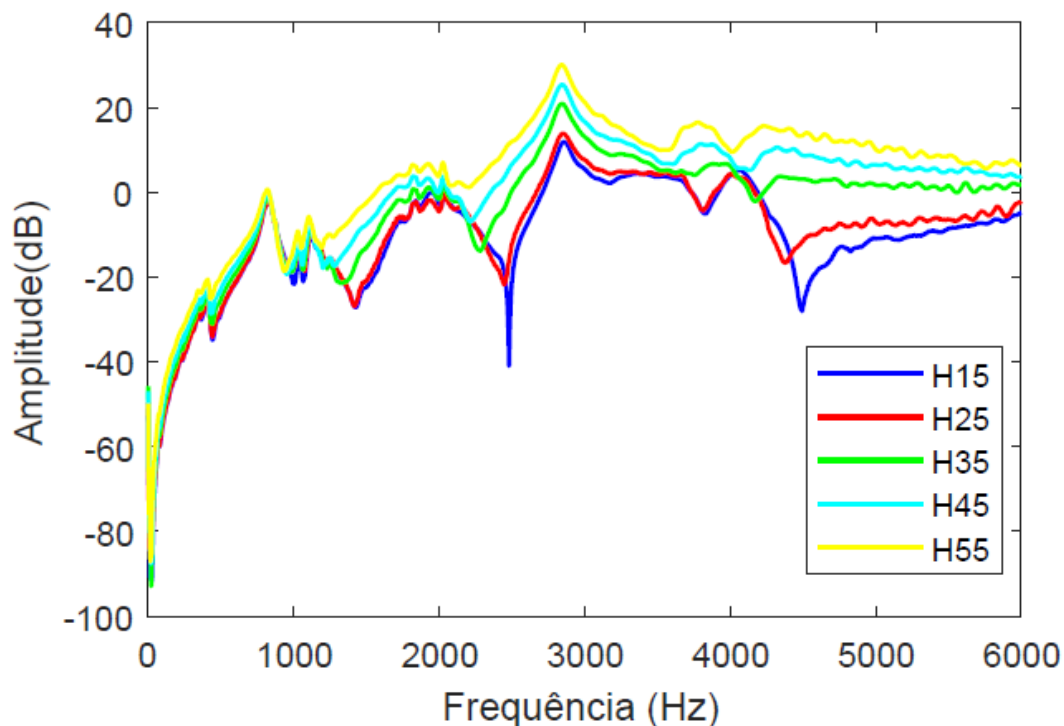


Figura 4. 11: As cinco FRF medidas experimentalmente para o eixo Y.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

As Figuras 4.6 e 4.11 apresentam as amplitudes em dB para as cinco medições do eixo X e as outras cinco do eixo Y respectivamente. Nota-se uma diferença encontrada na amplitude dos gráficos que pode ser explicada pela diferença de rigidez do conjunto da máquina-ferramenta. Como ilustra as Tabelas 10 e 11, o eixo X apresenta um rigidez de $2,08E+07$ e o eixo Y rigidez de $3,38E+06$, ambos para o primeiro modo.

4.2 Extração dos parâmetros modais globais

Com base na função *Rational Fraction Polynomial* (RFP) que proporciona a entrada unitária das FRF's medidas nos eixos X e Y, encontra-se os parâmetros modais globais.

A Figura 4.12 e 4.13 a seguir, apresentam duas situações para o eixo X na medição do *driving point* (H55), as quais demonstram os ajustes aplicados nas curvas, sendo o primeiro não satisfatório, ou seja, o número de polos utilizados igual a 16, não foi coerente e por isso o ajuste não é factível. Já o segundo ajuste proposto, representado pela Figura 4.13, retrata um ajuste satisfatório realizado com 20 polos para a mesma FRF da medição H55.

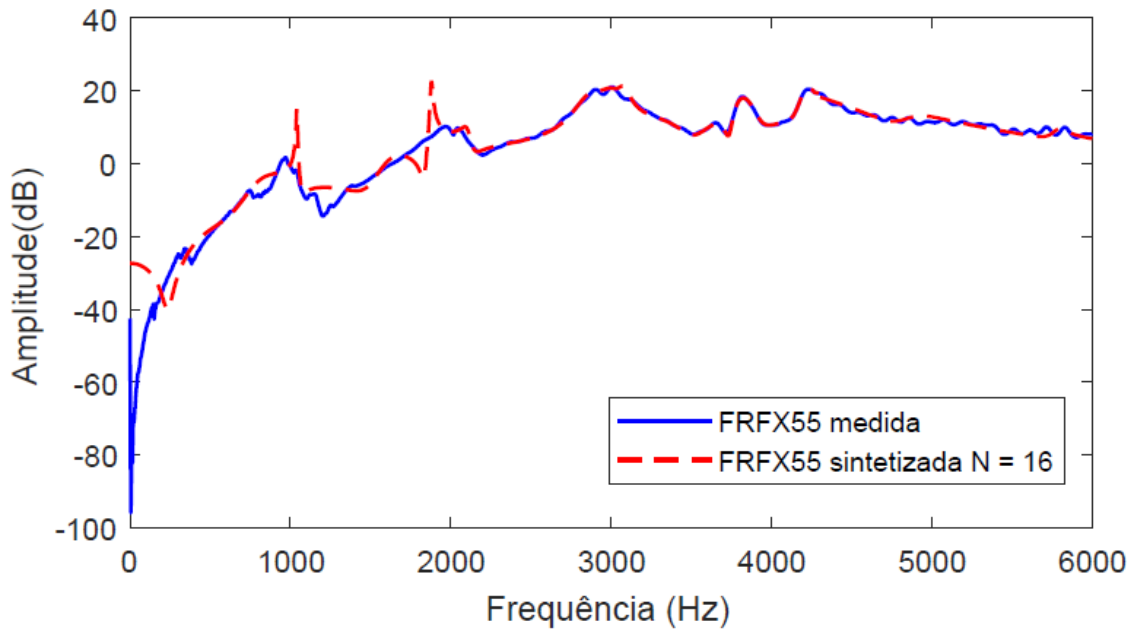


Figura 4. 12: Ajuste realizado no eixo X com 16 polos. Ajuste não satisfatório.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

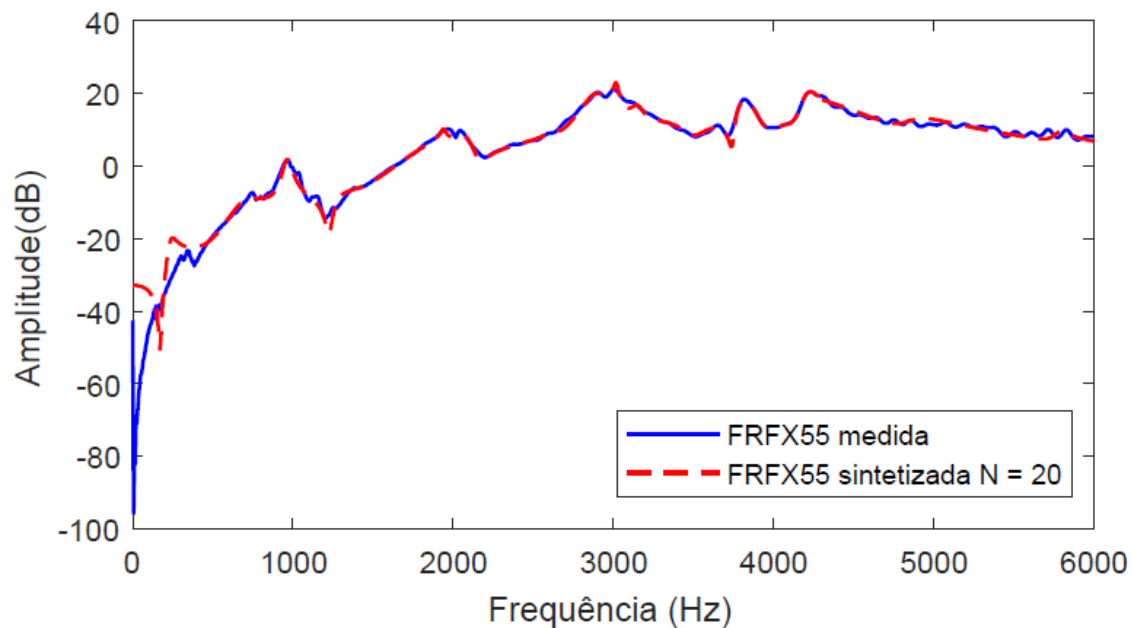


Figura 4. 13: Ajuste realizado no eixo X com 20 polos. Ajuste satisfatório.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

Uma maior quantidade de polos faz com que o algoritmo de extração fique mais sensível às pequenas variações na amplitude, muitas vezes identificando pontos que em verdade não são modos de vibração, ou até mesmo uma combinação desses. Por isso é importante encontrar o menor número de polos possível que torne o ajuste satisfatório.

Para ilustrar essa situação, destaca-se que 20 polos apresentam como resultado final do ajuste 20 frequências naturais, porém identificado visualmente e apresentado pelas Figuras 4.6 e 4.11 quatro picos de ressonância, ou seja, o ajuste resulta em modos

que em verdade não são modos de vibrar da estrutura, de tal maneira que é necessário uma inspeção visual dos picos de ressonância para definir com clareza quais são verdadeiramente os modos.

De maneira similar, a Figura 4.14 e 4.15 ilustram dois ajustes para a medição H55 no eixo Y, sendo o primeiro um ajuste não satisfatório e o segundo com um número coerente de polos e conseqüente ajuste aceitável. Destaca-se que o menor número de polos no qual o ajuste torna-se admissível é 20 termos.

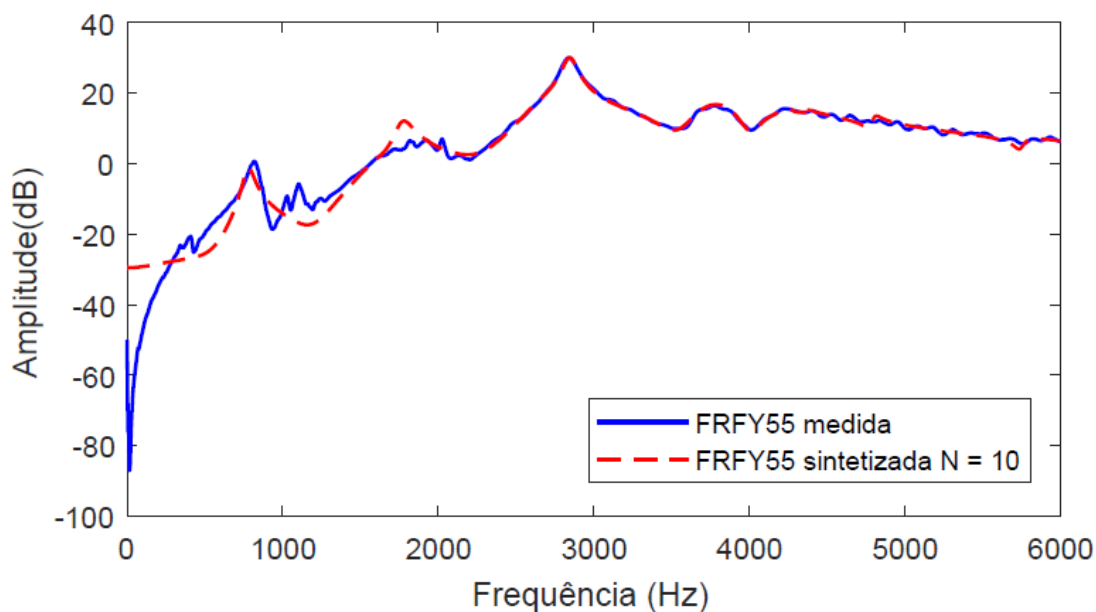


Figura 4. 14: Ajuste realizado no eixo Y com 10 polos. Ajuste não satisfatório.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

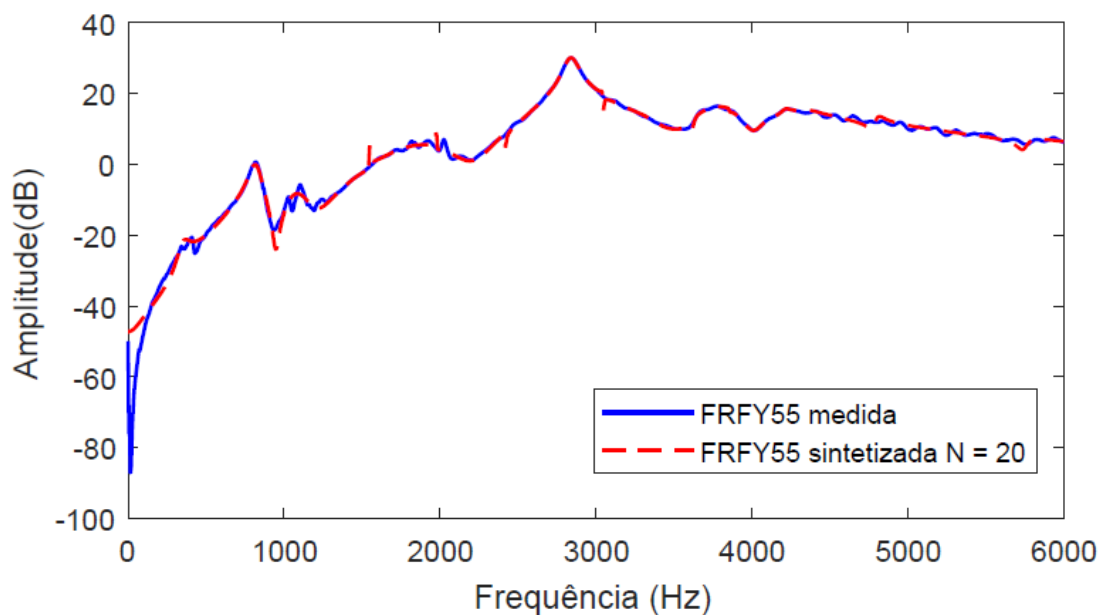


Figura 4. 15: Ajuste realizado no eixo Y com 20 polos. Ajuste satisfatório.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

Após realizar os ajustes considerando o número de polos adequado para cada medição, extrai-se do algoritmo RFP os parâmetros modais globais do conjunto estrutura, a Tabela 8 abaixo retrata os parâmetros globais, a saber, frequência natural e a o fator de amortecimento, das cinco medições realizadas para os primeiros quatro modos identificados.

Tabela 8: Parâmetros globais extraídos das cinco medições realizadas no eixo X.

Parâmetros modais globais eixo X					
1° modo			2° modo		
Medição	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)	Medição	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)
H15	979,25	0,023	H15	2038,82	0,056
H25	982,70	0,025	H25	2031,12	0,091
H35	987,07	0,033	H35	2069,00	0,047
H45	1006,00	0,019	H45	2059,96	0,023
H55	963,41	0,028	H55	1943,06	0,011
3° modo			4° modo		
Medição	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)	Medição	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)
H15	3014,58	0,025	H15	3813,18	0,003
H25	2991,34	0,077	H25	4018,22	0,011
H35	2990,40	0,014	H35	3863,06	0,013
H45	3038,53	0,025	H45	3828,89	0,004
H55	3020,62	0,006	H55	3861,72	0,020

Fonte: Pesquisa Direta (2018).

Destaca-se que as principais características do método de estimativa de parâmetros (RFP) apresentadas aqui, são que esse é suficientemente rápido e preciso para uso em computadores. Além disso, não é iterativo e trabalha diretamente com dados FRF no domínio da frequência.

Essa característica do método RFP é notada nos resultados obtidos para os parâmetros modais do eixo X visto na Tabela 8, uma vez que valores são bem próximos e representam com certa precisão os picos de ressonância notados nos gráficos de amplitude.

Para o eixo Y, a análise é feita de forma análoga e está representada na Tabela 9, os quatro primeiros modos que podem ser identificados com precisão, sem os efeitos do

ruído que aparecem nas medições para valores de frequência acima de 4000 Hz, aproximadamente.

Tabela 9: Parâmetros globais extraídos das cinco medições realizadas no eixo Y.

Parâmetros modais globais eixo Y					
1° modo			2° modo		
Medição	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)	Medição	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)
H15	820,17	0,033	H15	1972,74	0,018
H25	814,26	0,031	H25	1996,88	0,001
H35	811,39	0,028	H35	2006,93	0,007
H45	809,18	0,024	H45	1998,06	0,002
H55	819,96	0,046	H55	1933,92	0,173
3° modo			4° modo		
Medição	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)	Medição	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)
H15	2853,35	0,018	H15	3648,74	0,017
H25	2846,86	0,018	H25	3692,38	0,005
H35	2841,63	0,019	H35	3788,23	0,016
H45	2844,44	0,018	H45	3808,60	0,001
H55	2839,66	0,017	H55	3758,59	0,062

Fonte: Pesquisa Direta (2018).

Interessante frisar dos resultados obtidos na Tabela 8 e 9, que o fator de amortecimento é baixo, o que já era esperado, pois a rigidez do conjunto eixo-árvore é bem elevada. Também é notório que as frequências do primeiro e do terceiro modo estão com uma pequena diferença em seus valores, visto que nos gráficos de amplitude (Figura 4.6) estes picos são bem definidos.

4.3 Extração dos parâmetros modais locais

Os parâmetros modais locais são extraídos da medição do *driving point*, neste trabalho representado pelo símbolo H55. O *driving point* não é apenas útil para verificar a qualidade da medição, mas necessário para realizar uma análise modal completa, que inclui mais do que frequências e fatores de amortecimento, mas principalmente a massa modal, coeficiente de amortecimento e rigidez modal.

Os resíduos extraídos do algoritmo são integrados para unidades de deslocamento, garantindo um coerente ajuste da forma modal. Os parâmetros locais obtidos para os eixos X e Y estão apresentados na Tabela 10 e 11.

Tabela 10: Parâmetros locais para o eixo X.

Parâmetros Locais - Eixo X			
Modo	Massa modal (Kg)	Rigidez modal (N/m)	Coef. De amortecimento (N*s/m)
1	0,568	2,08E+07	0,0315
2	0,281	4,19E+07	0,0064
3	0,181	6,52E+07	0,0023
4	0,142	8,34E+07	0,0056

Fonte: Pesquisa Direta (2018).

Tabela 11: Parâmetros locais para o eixo Y.

Parâmetros Locais - Eixo X			
Modo	Massa modal (Kg)	Rigidez modal (N/m)	Coef. De amortecimento (N*s/m)
1	0,568	2,08E+07	0,0315
2	0,281	4,19E+07	0,0064
3	0,181	6,52E+07	0,0023
4	0,142	8,34E+07	0,0056

Fonte: Pesquisa Direta (2018).

As Tabelas 10 e 11 demonstram que a rigidez modal do eixo X é maior do que o eixo Y, dado a geometria da máquina, tal resultado já era esperado. O coeficiente de amortecimento modal é baixo, destacando o pouco amortecimento que a estrutura possui. A massa modal está relacionada com as características de cada modo, por isso seus valores são diferentes para cada coordenada.

4.4 Diagrama de estabilidade

O diagrama de estabilidade proposto com dois graus de liberdade segundo o modelo Altintas, é apresentado na Figura 4.16. A coordenada vertical é a profundidade de corte axial e a horizontal corresponde à rotação. Para interpretar o gráfico consideram-se as curvas como fronteira entre regiões de estabilidade (abaixo das curvas) e instabilidade (acima) onde ocorrem vibrações.

A interpretação do diagrama de estabilidade pode ser realizada da seguinte maneira. Escolhe-se uma rotação do eixo-árvore no eixo horizontal, para os valores de profundidade de corte no eixo vertical. Para os valores que estiverem abaixo da linha limite, espera-se que o corte seja estável, livre de vibrações *chatter*.

Por exemplo, analiticamente para uma rotação de 3500 RPM pode-se fresar o alumínio até aproximadamente 2,5 mm de profundidade de corte, garantindo um ótimo acabamento superficial com uma otimização da taxa de remoção de material (TRM), sem danos a ferramenta e a estrutura da máquina.

Há um limite para o qual o corte será sempre estável em qualquer que seja a rotação do eixo-árvore, conhecido como profundidade crítica de corte, que na Figura 4.16 é possível notar que este valor seja aproximadamente 1,3 mm.

Vale destacar também que o primeiro lóbulo de fato efetivo para composição do diagrama de estabilidade é o que está compreendendo uma rotação de 2500 RPM. O número de dentes da ferramenta está inversamente relacionado com a rotação admissível, portanto é razoável, segundo o modelo numérico de Altintas, que para a fresa de topo com duas arestas de corte, a rotação de 2500 Hz é coerente para extrair as informações pertinentes. Assim, para uma fresa de quatro arestas de corte é razoável uma rotação de 1250 Hz fornecerem as informações necessárias, e assim, proporcionalmente.

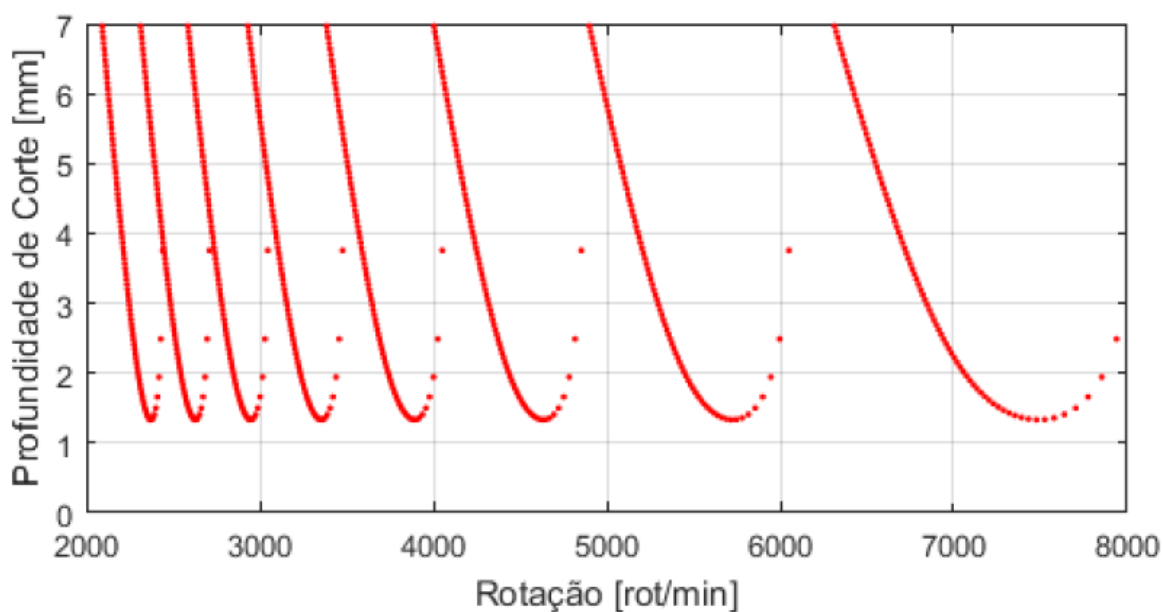


Figura 4. 16: Diagrama de estabilidade obtido para o primeiro modo.
Fonte: Pesquisa Direta (2018)

4.5 Média espacial dos parâmetros globais

As Tabelas 12 e 13 apresentam os resultados obtidos variando-se a quantidade de FRFs utilizada para a estimação dos parâmetros globais.

Tabela 12: Média espacial dos parâmetros globais – eixo X.

Média espacial dos parâmetros modais globais do eixo X				
1° modo			2° modo	
Medição	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)
FRF55	963,41	0,0277	1943,06	0,0114
FRF135	976,95	0,0290	2083,27	0,0519
FRF12345	983,09	0,0264	2082,84	0,0512
3° modo			4° modo	
Medição	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)
FRF55	3020,62	0,0062	3861,72	0,0198
FRF135	3009,96	0,0056	3869,08	0,0267
FRF12345	3017,02	0,0038	3883,11	0,0240

Fonte: Pesquisa Direta (2018)

Tabela 13: Média espacial dos parâmetros globais – eixo Y.

Média espacial dos parâmetros modais globais do eixo Y				
1° modo			2° modo	
Medição	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)
FRF55	820,17	0,0326	1933,92	0,1731
FRF135	817,87	0,0433	1990,63	0,1599
FRF12345	815,38	0,0450	1976,97	0,1465
3° modo			4° modo	
Medição	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)
FRF55	2839,66	0,0168	3758,59	0,0622
FRF135	2842,15	0,0177	3689,59	0,0664
FRF12345	2842,74	0,0177	3687,90	0,0457

Fonte: Pesquisa Direta (2018)

Diante dos resultados obtidos com a média espacial das FRF's, nota-se que para o primeiro e terceiro modo de vibrar do sistema eixo-árvore, os resultados encontrados com uma, três e cinco medições são bem próximos. Este caso tem decorrência do fato

de que são regiões onde o pico de ressonância está bem definido e consequentemente o ajuste da curva é mais assertivo.

Assim, para os dois modos que não possuem boa definição dos picos de ressonância, o que afeta o ajuste de curva dos mesmos, há uma pequena diferença tanto na frequência natural quanto no fator de amortecimento identificado.

O diagrama de estabilidade elaborado neste trabalho considera os parâmetros de entrada para o primeiro modo, pois este é o modo dominante, uma vez que as frequências do eixo-árvore se aproximam deste. Portanto, a pequena variação dos parâmetros globais, frequência natural e fator de amortecimento, têm certa influência na elaboração do diagrama de estabilidade como está representado na Figura 4.17.

Também é possível notar que as diferenças entre os diagramas se destacam a medida que rotação aumenta, nas quais podem ocorrer vibração regenerativa em relação aos dentes da fresa e consequentemente o precoce desgaste dos mancais de alta rigidez do eixo-árvore, baixa qualidade de acabamento superficial e até mesmo avaria da ferramenta.

Portanto, aumentando o número de FRF's para a estimação dos parâmetros globais cria uma variação relativamente pequena nos diagramas de estabilidade, como ilustrado na Figura 4.17.

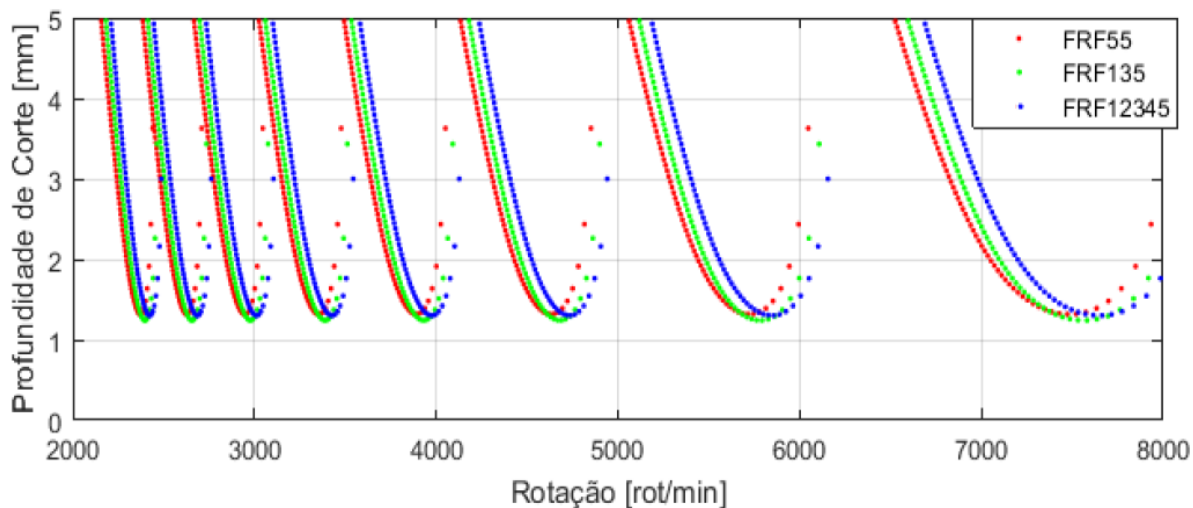


Figura 4. 17: Diagrama de estabilidade obtido pela média dos parâmetros globais.
Fonte: Pesquisa Direta (2018).

Ainda sobre a Figura 4.17, observa-se que as divergências das curvas estão basicamente na sua movimentação lateral, sem alterar a profundidade crítica de corte de 1,3 mm. Tal fato é esperado, pois os parâmetros que influenciam esta propriedade são a massa, rigidez e amortecimento modal e na atual análise, apenas a frequência natural, dos parâmetros de entrada, foi alterada.

5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste capítulo, são apresentadas as principais conclusões do trabalho realizado e recomendações para próximos trabalhos.

5.1 Conclusões

A presença de ruído nas medições é o principal limitante para obter uma maior quantidade de modos estruturais, uma vez que o aparecimento de ruído inviabiliza a extração dos parâmetros modais. Portanto a coerência das medições é um parâmetro fundamental para se alcançar resultados expressivos e coerentes.

Caso seja usado um número superior ao número de modos presentes, o ajuste de curva pode acabar identificando modos que em verdade não existem. O número elevado de polos torna o ajuste de curva da FRF extremamente sensível, podendo divergir os resultados obtidos. Para isto, devem-se constatar os picos de ressonância, de forma a contribuir com a identificação dos modos.

Os resultados obtidos para os parâmetros modais comprovam que as principais características do método RFP, é que este é suficientemente rápido e preciso para uso em computadores, trabalhando diretamente com dados FRF no domínio da frequência.

Dada a diferença para os três diagramas de estabilidade obtidos, para confirmar qual dos diagramas é o mais representativo, deve-se realizar uma campanha de ensaios em vários pontos de operações nos limiares das diferenças entre eles para definir realmente se o uso de mais FRFs apresentará resultados melhores na prática.

Os parâmetros modais, em conjunto com os parâmetros da ferramenta e propriedades do material a ser usinado, possibilitam o controle da região de estabilidade para o fresamento, portanto permitem o aumento da taxa de remoção de material sem danos a ferramenta, a peça e a estrutura e conseqüente redução dos custos.

5.2 Recomendações

Para futuros trabalhos, recomenda-se que seja realizado um número maior de medições em *driving point*, ou seja, a resposta e a excitação à estrutura são avaliadas em um mesmo ponto e mesma direção. Pois desta forma é possível obter diferentes parâmetros modais locais, o que possibilitaria a elaboração de diversos diagramas de estabilidade, para que então pudessem ser comparados e verificados a sua acurácia.

Além disso, sugere-se a realização de experimentos para que a predição do *chatter* pelo método analítico de Altintas possa ser validada, conferindo a presença de *chatter* ou não para diferentes rotações e profundidades de corte. Com o resultado experimental é possível realizar a validação do modelo.

Também recomenda-se que seja feita a variação dos parâmetros influentes a elaboração do diagrama de estabilidade, como por exemplo, comprimento da ferramenta, número de dentes, ângulo de entrada e saída, para que por meio desses obtenha-se uma otimização na taxa de remoção de material.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ALINTAS, Y. **Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design**. 2. ed. New York: Cambridge University Press, 2012.

ALTINTAS, Y.; BUDAK, E. **Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling**. Annals of the CIRP, v. 44, n.1, 357-362, 1995.

ALYRIO, R. D. **Métodos e Técnicas de Pesquisa em Administração**. 1ª. ed. Rio de Janeiro: Fundação CECIERJ, 2009.

AGILENT TECHNOLOGIES. **The Fundamentals of Modal Testing: Application Note (243 -3)**. Santa Clara : Agilent Technologies Inc , 2000.

BRÜEL e KJÆR. **Knowledge centre: Primers and handbooks**. Brüel & Kjær: Beyond Measure, Nærum, Abril 1988

BRÜEL e KJAER. Brüel & Kjaer: Beyond Measure. **Impact Hammers/ Tipe 8206**, 2018. Disponível em: <www.bksv.com/media/doc/Bp2078.pdf>. Acesso em: 03 Outubro 2018.

BRUEL e KJAER. Disponível em: <<https://www.bksv.com/en/Knowledge-center>>. Acesso em: 26 nov. 2018.

DAVIES, M. A.; BURNS, T. J.; SCHMITZ, T. L. High- Speed Machining Processes: Dynamic on Multiples Scales. **Proceedings of the Dynamics and Control of Mechanical Processing Workshop**, Budapest, p. 7-19, 1999.

DELIO, T.; TLUSTY, J.; SMITH, S. **Use of Audio Signals for Chatter Detection and Control**. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, v. 114, p. 146-157, 1992.

DE SOUZA, M. M., DUARTE, M. A. V., and Machado, A. R., 1997, “**Monitoramento do Desgaste de Ferramentas de Corte de uma Fresadora**”, III

Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica, Havana, Cuba, Anais em CD, paper num, 4182.

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

ENGIN, S.; ALTINTAS, Y. **Mechanics and dynamics of general milling cutters. Part I: helical end mills**. International Journal of Machine Tools & Manufacture, v. 41, p. 2195–2212, 2001.

EWINS, D. J. **Modal Testing**. 2ª. ed. Hertfordshire: Research Studies Press LTD., 2000.

FERRARESI, D. **Fundamentos da Usinagem dos Metais**. São Paulo: Edgard Blucher, 1970.

GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 5. ed. São Paulo: Atlas, 2010.

GUIMARÃES., Gustavo Paulinelli. Tópicos Especiais em Projetos Mecânicos :Aquisição e Processamento de Sinais para Ensaio Dinâmico. 02 may. 2017, 30 aug. 2017. Notas de Aula.

HEERDT, M. L.; LEONEL, V. **Metodologia Científica e da Pesquisa**: Livro didático. 5ª. ed. Palhoça: UnisulVirtual, 2007.

LEME, L. M. M. **Estudo comparativo de técnicas de análise modal experimental no domínio da frequência em uma barra na condição de contorno livre-livre**. 2014. 88 f. Trabalho de conclusão (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2014.

Mateus, Gabriel Francisco Alves. Análise Modal do Sistema Eixo-Árvore-Ferramenta de um Centro de Usinagem para Análise de Estabilidade. 2017. 92 p. Monografia - Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2017.

MLAđENOVÍć, C.; ZELJKOVÍć, M.; ŽIVKOVÍć, A. Definition of machining systems stability lobe diagram using analytical models. **Journal of Production Engineering**, Novi Sad, v. 18, n. 1, p. 47-50, Junho 2015. ISSN 1821-4932.

National Instruments - NI 9234. 2018. Disponível em: <<http://www.ni.com/pt-br/support/model.ni-9234.html>>. Acesso em: 08 dez. 2018.

PCB. Model: A080A109. **PCB Piezotronics MTS Systems Corporation**, 2018. Disponível em: <<https://www.pcb.com/Products.aspx?m=080A109>>. Acesso em: 02 Agosto 2018.

POLLI, Milton Luiz. **Análise da estabilidade dinâmica do processo de fresamento a altas velocidades de corte**. 2005. 214 f. Tese (Doutorado) – Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

PRODANOV, C. C.; FREITAS, E. C. D. **Metodologia do Trabalho Científico: Métodos e Técnicas da Pesquisa e do Trabalho Acadêmico**. 2^a. ed. Novo Hamburgo: Feevale, 2013.

QUINTANA, Guillem Quintana; CIURANA, Joaquim. **Chatter in machining processes: A review**. International Journal of Machine Tools & Manufacture, [S.l.], 05 jan. 2011. Elsevier, p. 14. Disponível em: <<http://www.elsevier.com/locate/ijmactool>>. Acesso em: 08 ago. 2018.

RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008. 424 p.

RICHARDSON, M. K.; FORMENTI, D. L. **Parameter estimation from frequency response measurements using rational fraction polynomials**. IMAC Conference, Orlando, n. 1^a, Novembro 1982. 15.

ROMI, I. Linha ROMI D. ROMI, 2018. Disponível em: <<http://www.romi.com/produtos/linha-romi-d>>. Acesso em: 04 Agosto 2018.

SANTOS, Raphael Galdino Dos. **Desenvolvimento de um método para comparar os limites de estabilidade dinâmica em máquinas-ferramentas utilizando o diagrama de lóbulos**. 2011. 132 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Produção, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

SCHWARZ, B. J.; RICHARDSON, M. H. **Experimental Modal Analysis**. CSI Reliability Week, Jamestown, Califórnia, Outubro 1999.

SILVA, Gabriel Bezerra de Menezes. **Algoritmo computacional baseado no modelo de Altintas de dinâmica do corte para fresamento de topo**. 2013. 66 f. TCC (Graduação) - Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, Escola Politécnica - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

STEMMER, C. E. **Ferramentas de corte II**. 2. ed. Florianópolis : Editora da UFSC, p. 141-216, 1995.

THE LMS Test.Lab Modal Analysis manual. Disponível em: <<http://oss.jishulink.com/caenet/forums/upload/2015/05/10/391/67509800001249.pdf>>. Acesso em: 26 nov. 2018

TLUSTY, J.; SMITH, S.; Winfought, W. R. Techniques for the Use of Long Slender End Mills in High-speed Milling. *Annals of the CIRP*, v. 45, n.1, p. 393-396, 1996.

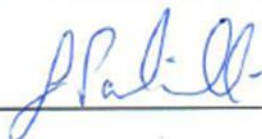
TLUSTY, G. **Manufacturing Process and Equipment**. 1.ed. New Jersey: Prentice Hall, 928 p. 2000.

Totis G., Albertelli P., Torta M., Sortino M., Monno M. **Upgraded stability analysis of milling operations by means of advanced modeling of tooling system bending**. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, n. 113, p. 19-34, 2017.

ZCC - CT. **Fresas de Metal Duro**, 2018. Disponível em: <http://www.wolfbrasil.com.br/catalogos/catalogo_fresas_metal_duro.pdf>. Acesso em: 09 Dezembro 2018.

Quando a banca sugerir alterações

Certifico que o aluno Wallacy Rodrigues Duarte, autor do trabalho de conclusão de curso intitulado "Avaliação do Incremento de Medições na Estimação de Parâmetros Modais para Análise do Diagrama de Estabilidade no Processo de Fresamento", efetuou as correções sugeridas pela banca examinadora e que estou de acordo com a versão final do trabalho.



(Gustavo Paulinelli Guimarães)

Ouro Preto, 12 de dezembro de 2018.