

Universidade Federal de São Carlos – UFSCar
Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia – CCET
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – PPGEMec

Adailton Gomes Pereira

**Aplicação do *shunt* piezoelétrico para controle passivo de
chatter no processo de torneamento da liga Ti-6Al-4V ELI**



São Carlos
2022

Adailton Gomes Pereira

Aplicação do *shunt* piezoelétrico para controle passivo de *chatter* no processo de torneamento da liga Ti-6Al-4V ELI

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de São Carlos, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Sidney Bruce Shiki

Coorientador: Prof. Dr. Armando Ítalo Sette Antonialli

São Carlos

2022

*

Adailton Gomes Pereira

Aplicação do *shunt* piezoelétrico para controle passivo de *chatter* no processo de torneamento da liga Ti-6Al-4V ELI/ Adailton Gomes Pereira. – São Carlos, 2022-71p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Prof. Dr. Sidney Bruce Shiki

Dissertação de mestrado – Universidade Federal de São Carlos – UFSCar
Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia – CCET
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – PPGEMec, 2022.

1. Palavra-chave1. 2. Palavra-chave2. 2. Palavra-chave3. I. Orientador. II. Universidade xxx. III. Faculdade de xxx. IV. Título



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS

Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Folha de Aprovação

Defesa de Dissertação de Mestrado do candidato Adailton Gomes Pereira, realizada em 01/08/2022.

Comissão Julgadora:

Prof. Dr. Sidney Bruce Shiki (UFSCar)

Prof. Dr. Flávio Yukio Watanabe (UFSCar)

Prof. Dr. Daniel Iwao Suyama (UNICAMP)

O Relatório de Defesa assinado pelos membros da Comissão Julgadora encontra-se arquivado junto ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Dedico este trabalho aos meus pais e amigos que sempre me ajudaram nessa jornada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus orientadores, Prof. Dr. Sidney Bruce Shiki e Prof. Dr. Armando Ítalo Sette Antonialli, por toda ajuda, conversas e conhecimentos passados.

Agradeço a Josy e Renato (e Alice), pois se não fosse por eles não estaria em São Carlos hoje. A meus pais e irmãos por toda a ajuda e apoio. E principalmente a Lucas, que apesar da distância sempre conversou comigo desde quando sai de Juazeiro do Norte.

Agradeço a my homies, Edgle, Janailson e Gustavo, por sempre me incentivarem nos estudos, brincadeiras, companhia e por todo apoio, mesmo cada um estando estados totalmente diferentes.

Agradeço aos amigos que tive a oportunidade e prazer de conhecer em São Carlos, Arthur, Camila, Felipe, Jackson (desde a URCA), Patrick e Tainara.

Agradeço à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela bolsa de pesquisa e apoio ao programa.

*"Living is easy with eyes closed;
Misunderstanding all you see;
It's getting hard to be someone
but it all works out;
It doesn't matter much to me."*

The Beatles - Strawberry Fields Forever

RESUMO

Uma das principais limitações para o aumento da produtividade dos processos de usinagem é o surgimento de vibrações autoexcitadas. Esse tipo de fenômeno, comumente chamado de *chatter*, surge em razão da interação da ferramenta de corte com a superfície ondulada da peça a ser usinada. Uma das estratégias para mitigar esses efeitos reside no uso do controle passivo de vibrações utilizando um dispositivo *shunt* piezoelétrico, que consiste em um circuito elétrico conectado a material piezoelétrico acoplado na estrutura com o objetivo de dissipar as vibrações. Essa pesquisa de mestrado propõe o estudo numérico desse dispositivo para controle de *chatter* no processo de torneamento de ligas titânio e analisar seu desempenho quando variados os parâmetros de cortes. Os resultados mostraram que a velocidade de corte é mais influente sobre a rugosidade das peças, o avanço e a profundidade de usinagem são mais influentes sobre a vibração. Com as simulações realizadas foi possível mostrar que o dispositivo *shunt* é eficiente para reduzir as vibrações e aumentar o limite de estabilidade do processo, mitigando assim o *chatter* durante o processo de usinagem.

Palavras-chave: *Chatter*. *Shunt* piezoelétrico. Controle passivo de vibrações. Rugosidade superficial.

ABSTRACT

One of the main limitations for increasing the productivity of machining processes is the emergence of self-excited vibrations. This type of phenomenon, commonly called chatter, arises due to the interaction of the cutting tool with the wavy surface of the part to be machined. One of the strategies to mitigate these effects lies in the use of passive vibration control using a shunt piezoelectric device, which consists of an electrical circuit connected to piezoelectric material coupled to the structure in order to dissipate vibrations. This master's research proposes the study of these device for chatter control in the turning process of titanium alloys and to analyze their performance when the cutting parameters are varied. The results showed that the cutting speed is more influential on the roughness of the parts, the feed and the machining depth are more influential on the vibration. With the simulations performed, it was possible to show that the shunt device is efficient to reduce vibrations and increase the stability limit of the process, thus mitigating the *chatter* during the machining process.

Keywords: Chatter. Shunt piezoelectric. Passive vibration control. Surface roughness.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Marcas de <i>chatter</i> na superfície torneada	17
Figura 2 – Esquema RBS	19
Figura 3 – Diagrama de lóbulos de estabilidade	22
Figura 4 – Vibração livre	28
Figura 5 – Vibração forçada	29
Figura 6 – Vibração autoexcitada	29
Figura 7 – Efeito regenerativo	30
Figura 8 – Sistema regenerativo com sobreposição de corte	30
Figura 9 – Processo de corte com <i>chatter</i>	31
Figura 10 – Diagrama de lóbulos de estabilidade	34
Figura 11 – Teste tensão-deformação no material piezoelétrico	35
Figura 12 – Representação esquemática do circuito RLC	36
Figura 13 – Material piezoelétrico e circuito <i>shunt</i> fixados na viga engastada	37
Figura 14 – Máquina-ferramenta	40
Figura 15 – Modelo porta-ferramenta	41
Figura 16 – Modos de vibração	42
Figura 17 – FRF do porta-ferramenta	43
Figura 18 – FRF e coerência na direção de corte	44
Figura 19 – FRF e coerência na direção de avanço	44
Figura 20 – Máquina-ferramenta	45
Figura 21 – Comparação da FRF	46
Figura 22 – DLE Experimental e simulado	46
Figura 23 – Arranjo experimental do teste de usinagem	48
Figura 24 – Vibração do teste 3	49
Figura 25 – PSD dos sinais em mesma escala de grandeza	50
Figura 26 – PSD dos sinais em escalas diferentes de grandeza	51
Figura 27 – <i>Boxplot</i> do RMS dos sinais de vibração capturados durante o processo de corte.	52
Figura 28 – RMS médio por teste	53
Figura 29 – Médias e SN_S do valor RMS	53
Figura 30 – Rugosidade média e máxima	54
Figura 31 – SN da rugosidade média e máxima	55
Figura 32 – Assimetria e curtose da rugosidade	55
Figura 33 – Comparação das FRF dos processos simulados	57
Figura 34 – Comparação do DLE dos processos simulados	57
Figura 35 – FRF do sistema variando a resistência elétrica	59
Figura 36 – DLE do sistema variando a resistência elétrica	59

Figura 37 – FRF do sistema variando a indutância elétrica	60
Figura 38 – DLE do sistema variando a indutância elétrica	60
Figura 39 – Análise teste 1	67
Figura 40 – Análise teste 2	68
Figura 41 – Análise teste 3	68
Figura 42 – Análise teste 4	69
Figura 43 – Análise teste 5	69
Figura 44 – Análise teste 6	70
Figura 45 – Análise teste 7	70
Figura 46 – Análise teste 8	71
Figura 47 – Análise teste 9	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Análise sintética da revisão bibliográfica	26
Tabela 2 – Frequências de ressonância	42
Tabela 3 – Planejamento de experimentos	47
Tabela 4 – Característica da rugosidade	54
Tabela 5 – Parâmetros para simulação	56
Tabela 6 – Variação dos parâmetros para simulação	58

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

DLE	Diagrama de lóbulos de estabilidade
FRF	Função de resposta em frequência
RBS	Revisão bibliográfica sistemática
Ti-6Al-4V	Titânio 6 Alumínio 4 Vanádio
ELI	Intersticial Extra Baixa
NBR	Norma brasileira

LISTA DE SÍMBOLOS

m	Massa
k	Rigidez
c	Amortecimento
V	Velocidade
F_f	Força de corte
x	Deslocamento
β	Diferença de fases
h	Espessura do cavaco
h_0	Espessura pretendida de cavaco
t	Tempo de rotação
T	Período de rotação
$y(t)$	Corte atual
$y(t - T)$	Corte anterior
\ddot{y}	Aceleração
\dot{y}	Velocidade
y	Deslocamento
K_f	Constante de corte
a	Largura de corte
ω_n	Frequência de ressonância
ω_c	Frequência <i>chatter</i> [Rad/s]
f_c	Frequência <i>chatter</i> [Hz]
$G()$	Parte real da FRF
$H()$	Parte imaginaria da FRF
a_{lim}	Profundidade limite de usinagem

ψ	Angulo de fase
T	Tensão [N/m ²]
S	Deformação [m/m]
s	Compliância mecânica [m ² /N]
Y	Módulo de elasticidade do material [N/m ²]
D	Deslocamento elétrico [C/m ²]
d	Coefficiente de deformação piezoelétrica [C/N]
E	Campo elétrico [V/m]
ϵ	Permissividade dielétrica [F/m]
δ	Razão de sintonização adimensional
ω_0	Frequência de ressonância elétrica do circuito
ζ	Razão de amortecimento adimensional
ω_n^E	Frequência de ressonância do sistema mecânico
K_{jj}^E	Rigidez do material piezoelétrico
R	Resistência Elétrica
L	Indutância Elétrica
C	Capacitância Elétrica
C_{PZT}	Capacitância do material piezoelétrico
L_{OTIMO}	Indutância ótima
R_{OTIMO}	Resistência ótima

SUMÁRIO

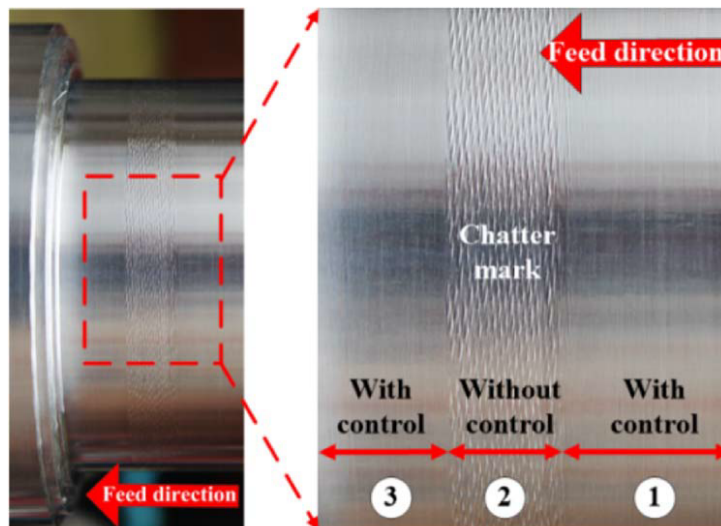
1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Objetivos gerais	18
1.2	Objetivos específicos	18
2	REVISÃO DA LITERATURA	19
2.1	Revisão Bibliográfica Sistemática	19
2.2	Técnicas para mitigação de <i>chatter</i>	21
2.3	<i>Shunt</i> piezoelétrico no controle de vibração	23
2.4	Usinabilidade de ligas de titânio	24
2.5	Considerações a respeito da literatura	25
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	28
3.1	Vibrações no processo de usinagem	28
3.2	Diagrama de Lóbulos de Estabilidade (DLE)	31
3.3	Equações constitutivas básicas do material piezoelétrico	34
3.4	<i>Shunt</i> piezoelétrico	36
4	CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA DO PROCESSO DE USINAGEM .	40
4.1	Análise modal via método dos elementos finitos	41
4.2	Análise modal experimental na máquina-ferramenta	43
4.3	Identificação de parâmetros equivalentes	44
4.4	Diagrama de lóbulos de estabilidade	45
5	EXPERIMENTOS DE TORNEAMENTO DA LIGA TI-6AL-4V ELI .	47
5.1	Planejamento dos experimentos	47
5.2	Análise de vibração	49
5.3	Análise da rugosidade	53
6	SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS EFEITOS DO <i>SHUNT</i> PIEZOELÉ- TRICO	56
6.1	Simulação do processo de corte e do DLE	56
6.2	Estudo paramétrico do circuito <i>shunt</i> ressonante	58
7	CONCLUSÃO	61
7.1	Sugestões para trabalhos futuros	61

REFERÊNCIAS	63
APÊNDICE A – ANÁLISE DOS SINAIS COLETADOS	67

1 INTRODUÇÃO

A usinagem é um dos processos de corte de metais mais comuns na indústria e dentre os mais utilizados está o processo de torneamento. Nesse sentido, é essencial a obtenção de peças com maior qualidade superficial e dimensional, com maior rapidez e menores custos. No entanto, algo bastante característico nestes processos são os intensos níveis de vibrações podendo levar o mesmo a apresentar instabilidade. A instabilidade na usinagem é indicio do surgimento do fenômeno *chatter*. O *chatter* é um tipo de vibração autoexcitada que surge da interação entre a ferramenta de corte e a peça a ser usinada. Uma das principais consequências desse efeito é o aparecimento de ondulações superficiais geradas durante o processo de corte, conforme demonstrado na Fig. 1, além da redução do tempo de vida útil da ferramenta de corte e da produtividade do processo (QUINTANA; CIURANA, 2011).

Figura 1 – Marcas de *chatter* na superfície torneada



Fonte: Ma et al. (2017)

Em geral o fenômeno de *chatter* é altamente indesejado, e ainda com grande dificuldade de ser controlado devido à complexidade do mesmo quando comparado a outros fenômenos vibratórios. As vibrações *chatter* mais comuns são causadas pelo efeito regenerativo da superfície ondulada da peça a ser trabalhada (SIDDHPURA; PAUROBALLY, 2012), causando variação na força de corte e afetando a remoção de cavaco. Essa irregularidade do cavaco resulta em vibrações que excitam os modos de vibração da estrutura da máquina-ferramenta.

Uma alternativa para obter um processo mais estável reside na utilização de técnicas de controle passivo de vibrações, as quais têm o propósito de aumentar o amortecimento do sistema e assim dissipar as vibrações geradas durante o processo de usinagem (MUNOA et al., 2016). Uma das técnicas de controle passivo de vibrações frequentemente utilizadas em processos de corte reside no uso de materiais piezoelétricos acoplados a um circuito elétrico para dissipação

de energia mecânica, conhecido como *shunt* piezoelétrico. Diversos trabalhos disponíveis na literatura, tais como os de Silva et al. (2015), Venter et al. (2016), Yigit, Cigeroglu e Budak (2017), Tang et al. (2019), Hassan et al. (2022), entre outros, demonstraram a capacidade dessa técnicas em mitigar *chatter* regenerativo em processos de usinagem de modo a obter peças com um melhor acabamento superficial.

Em se tratando de controle de *chatter* na usinagem de titânio, existe um impacto especialmente significativo sobre a qualidade superficial, a acurácia dimensional e a vida da ferramenta. Ligas de titânio têm sido usadas em diferentes áreas como instrumentação, no setor aeroespacial e em aplicações biomédicas. Sua elevada resistência mecânica e reduzida condutividade térmica impactam significativamente em sua usinabilidade, o que demanda a utilização de condições de lubrificação e refrigeração aprimoradas (PIMENOV et al., 2021). O baixo módulo de elasticidade das ligas de titânio, em comparação com aços de resistência mecânica similar, por exemplo, implica em grandes variações da espessura do cavaco e intensa variação da força de usinagem, particularmente agravada por ocasião da formação de cavacos serrilhados decorrentes da baixa condutividade térmica desses materiais (ANTONIALLI; DINIZ; PEDERIVA, 2010).

Uma alternativa para minimizar a baixa produtividade das operações envolvendo usinagem de titânio é o controle de vibrações autoexcitadas características do *chatter* regenerativo, que permite a utilização de parâmetros mais agressivos e, portanto, maior taxa de remoção de material, apesar das baixas velocidades de corte necessárias para prolongar a vida útil da ferramenta (TAYLOR; TURNER; SIMS, 2010).

1.1 Objetivos gerais

Investigar numericamente a eficiência no uso do *shunt* piezoelétrico para mitigar *chatter* regenerativo no torneamento de liga de titânio do tipo Ti-6Al-4V ELI sob variação dos parâmetros de corte.

1.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos desta pesquisa são:

- Efetuar a modelagem dinâmica da ferramenta de corte para previsão de *chatter* com e sem a atuação do dispositivo de controle passivo de vibrações;
- Analisar a rugosidade e a vibração gerada das peças usinadas durante o torneamento, quando sob variação os parâmetros de corte utilizando o método de Taguchi.
- Investigar o desempenho do dispositivo *shunt* piezoelétrico utilizando os parâmetros ótimos de resistência e indutância por meio de simulação;
- Investigar qual o efeito de variações nos componentes do circuito *shunt*.

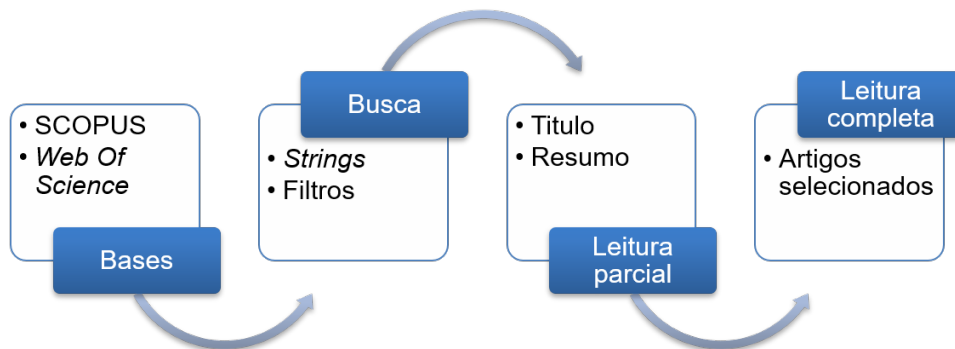
2 REVISÃO DA LITERATURA

Para ter maior embasamento para escrever este capítulo, uma Revisão Bibliográfica Sistemática (RBS) foi realizada para verificar se possuíam outros trabalhos que poderiam ser utilizados nessa revisão da literatura, além daqueles já utilizados. Dessa forma, inicialmente será apresentada como foram feitas as buscas e quais os resultados.

2.1 Revisão Bibliográfica Sistemática

A revisão bibliográfica sistemática (RBS) é um método que permite a localização, seleção e avaliação das contribuições que a literatura tem feito para um tópicos específico de pesquisa (TRANFIELD; DENYER; SMART, 2003; DENYER; TRANFIELD, 2009). Esse método possibilita segmentar trabalhos em suas respectivas bases de dados a partir de palavras-chaves. A Figura 2 apresenta, de forma simplificada, como é realizada uma RBS.

Figura 2 – Esquema RBS



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Inicialmente são selecionadas as bases de dados utilizadas para realizar a busca, neste caso foram a SCOPUS e *Web Of Science*. Ao unir diversas palavras e alguns termos específicos de cada base tem-se o que é chamada de *string* utilizada na busca dentro das bases. Na busca são usadas as *strings* e filtros de ano, tipo de trabalho, e em qual parte do texto essas palavras serão buscadas. Posteriormente, os artigos resultados da busca passam por uma leitura parcial onde é analisado se o trabalho realmente vai de encontro com o intuito da busca. Assim, alguns trabalhos são descartados e é feita a leitura completa dos trabalhos mais significativos encontrados na busca.

Essa metodologia foi utilizada para saber quais os trabalhos e técnicas vem sendo utilizadas de 2017 a 2022, e se algum deles poderiam ser empregados nessa revisão. Na seção 2.2 foram utilizadas palavras para encontrar os trabalhos onde são aplicadas técnicas para controle de *chatter* no processo de usinagem, buscando compreender quais veem sendo utilizadas e em

quais situações nos últimos anos e ter um panorama geral sobre os temas. A busca resultou em quase 3000 trabalhos na *Web of Science* e 1200 na SCOPUS, sendo que alguns deles estão disponíveis em ambas as plataformas. O conjunto de *strings* usadas para a pesquisa foi:

- *Web Of Science* - TS = ((Chatter OR "self-excited" OR Vibration) AND (Control OR Suppression) AND (machining OR Turning OR "metal cutting"))
- SCOPUS - TITLE-ABS-KEY((chatter OR "self-excited" OR vibration) AND (control OR suppression) AND (machining OR turning OR "metal cutting") AND NOT robotic)

Na busca da seção 2.3 a ideia é afunilar a realizada na seção 2.2 e encontrar os trabalhos nas quais o circuito *shunt* juntamente com o piezoelétricos são utilizados para controle de *chatter* em processos de usinagem. Como é uma busca mais específica, a quantidade de trabalhos foi bastante reduzida. Foram encontrados 14 na *Web of Science* e 11 na SCOPUS, onde, depois de remover os documentos duplicados e artigos que de alguma forma não se encaixam com a ideia da busca, acabaram restando apenas 9 trabalhos. As *strings* utilizadas foram:

- *Web Of Science* - TS = ((“vibration control” OR "passive control" OR Chatter) AND ("shunt* circuits" OR shunt* piezoele*) AND (machining OR turning))
- SCOPUS - TITLE-ABS-KEY(("vibration control" OR "passive control" OR chatter) AND ("shunt* circuits" OR shunt* piezoele*) AND (machining OR turning))

Para a seção 2.4 o intuito foi analisar se entre os anos de 2017 e 2022 foram publicados trabalhos investigando o fenômeno de *chatter* na usinagem de ligas de titânio Ti-6Al-4V ELI. A busca resultou em 68 trabalhos na *Web of Science* e 50 na SCOPUS. Entretanto, notou-se que de fato os trabalhos buscar reduzir o *chatter* e as vibrações do processo, mas o assunto de *chatter* é sempre abordado com menos foco. Não foi encontrado, pelo menos nos anos que foi restringida a busca, nenhum trabalho que investigue esse fenômeno na usinagem da liga Ti-6Al-4V. Foram usadas as seguintes *strings*:

- *Web of Science* - TS = ((Chatter OR "self-excited" OR Vibration) AND (control OR suppression) AND (machining OR turning OR "metal cutting") AND (Titanium OR Ti6Al4V OR "Ti-6Al-4V" OR Ti6Al* OR "Ti-6Al*"))
- SCOPUS - TITLE-ABS-KEY((chatter OR "self-excited" OR vibration) AND (control OR suppression) AND (machining OR turning OR "metal cutting") AND (titanium OR ti))

Após realizada a RBS, devido a quantidade de trabalhos encontrada em vista do período analisado, para complementar a presente revisão bibliográfica foram utilizados alguns outros artigos mais antigos desde 1990, frequentemente mencionados na literatura. Para complementar a seção 2.2 foram utilizados alguns trabalhos da busca, devido a grande quantidade encontrada. Quase todos os trabalhos que resultaram na busca da seção 2.3 foram utilizados e adicionados apenas alguns outros mais antigos. Para a seção 2.4 não notou-se a necessidade de adicionar nenhum trabalho da busca, uma vez que, as pesquisas encontradas não se encaixavam com proposta de escrita da seção.

2.2 Técnicas para mitigação de *chatter*

A instabilidade na usinagem é indicio do surgimento do fenômeno *chatter*. Esse fenômeno ocorre devido à interação da ferramenta de corte com ondulações na superfície da peça durante o processo de usinagem e caracteriza-se geralmente por intensos níveis de vibração, ruído intenso, má qualidade de acabamento superficial e desgaste excessivo das ferramentas (SILVA et al., 2015).

O *chatter* é uma vibração autoexcitada causada pela modulação da força de corte devido a alterações na espessura do cavaco removido, que resulta em flutuações adversas na espessura do cavaco durante o próximo ciclo de remoção (PARK et al., 2007). O mesmo surgiu nos últimos 30 anos como um dos tópicos de investigação mais desafiadores na usinagem de componentes metálicos (URBIKAIN et al., 2019). Desde então diversas abordagens e estratégias para controlar ou suprimir o *chatter* gerado no processo de corte têm sido desenvolvidas.

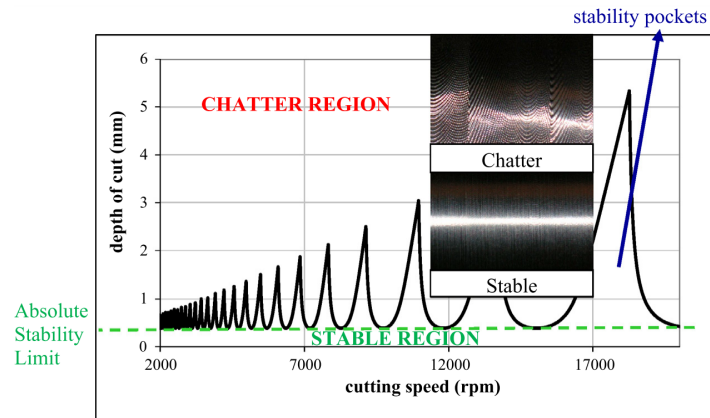
Dentre as estratégias para mitigar *chatter* disponíveis na literatura, podemos dividi-las em quatro principais abordagens (MUNOA et al., 2016):

- Garantir a estabilidade dinâmica do processo selecionando os parâmetros do processo de corte de forma a evitar o *chatter*;
- Gerar perturbações no fenômeno regenerativo utilizando ferramentas com geometrias especiais com passos variáveis, ou ainda variando a velocidade de rotação da máquina;
- Aumentar a rigidez dos elementos do sistema, visando evitar frequências de ressonância;
- Maximizar o amortecimento do processo de corte utilizando técnicas de controle ativo ou passivo.

Na linha da primeira abordagem, a análise do diagrama de lóbulos de estabilidade (DLE) é a forma mais convencional entre os métodos de seleção de parâmetros de corte. Para construir o DLE, é utilizado um modelo matemático alimentado com os coeficientes de corte, os parâmetros dinâmicos do sistema, os parâmetros do processo e a geometria da ferramenta (MUNOA et al., 2016). O diagrama geralmente ilustra a profundidade de usinagem em função da rotação da

peça, determinando os limites entre as zonas de corte estável e instável (QUINTANA; BADOSA, 2009), conforme ilustrado na Figura 3.

Figura 3 – Diagrama de lóbulos de estabilidade



Fonte: Yigit, Cigeroglu e Budak (2017)

Uma desvantagem da utilização do diagrama de lóbulos de estabilidade é que ele é específico para cada máquina de usinagem, geometria da ferramenta e material da peça. Isso faz com que esse tipo de abordagem seja pouco robusta à diferentes configurações do processo de corte ou ainda exija um estudo específico para cada configuração da máquina-ferramenta.

Ferramentas de geometrias especiais para gerar perturbações no fenômeno regenerativo são um recurso bastante usado no processo de fresagem. Stepan et al. (2018) propuseram um método numérico de ajuste do passo variável das ferramentas usadas nesse tipo de processo. Foram analisados os diagramas de lóbulos de estabilidade para cada geometria de ferramenta otimizada selecionada comprovando a eficiência da seleção da ferramenta na supressão de *chatter*.

Aumentar a rigidez dos elementos do sistema é uma solução bastante viável, mas possui duas limitações, o custo para implementar e as restrições de espaço. Essa é uma solução apropriada apenas quando não é possível a variação do processo (MUNOA et al., 2016).

O controle passivo aumenta o amortecimento do sistema sem qualquer fonte de alimentação externa para dissipação de energia de vibração e é facilmente implementado, apesar de seu desempenho apresentar elevada dependência da escolha dos parâmetros (VENTER et al., 2016). Uma das técnicas mais comuns em controle de vibrações reside na utilização de absorvedores dinâmicos que atuam como um subsistema massa-mola, projetado de forma a ter sua frequência natural combinando, ou muito próxima, com a frequência crítica do sistema. Lee, Nian e Tarng (2001) apresentaram um absorvedor dinâmico de vibrações capaz de reduzir as vibrações durante fresamento. Burtscher e Fleischer (2017) propuseram um absorvedor dinâmico com massa adaptativa. Caso a frequência própria do sistema mudasse, a massa do absorvedor era adaptada para que fosse compensada a frequência. Outro método passivo de mitigar *chatter* reside na utilização de camadas de materiais piezoelétricos acoplados em um circuito *shunt*

para dissipação de vibrações. Venter et al. (2016) demonstraram a eficiência dessa abordagem utilizando cerâmicas piezoelétricas conectadas a um circuito resistivo-indutivo para dissipar energia no processo de torneamento/torneamento interno.

As técnicas de controle ativo por outro lado baseiam-se na medição de um parâmetro relacionado com a vibração, o qual é tratado e depois usado para introduzir um sinal de força controlada em resposta ao sinal medido (MUNOA et al., 2016). Esse controle pode ser aplicado de diversas formas, Matsubara, Maeda e Yamaji (2014) utilizaram atuadores piezoelétricos conectados a circuito *shunt* para suprimir *chatter* em uma barra de mandrilar, a aceleração da estrutura principal realimentava o comando de tensão para o atuador piezoelétrico. No trabalho de Venter et al. (2016) utilizou-se material piezoelétrico acoplado no porta-ferramenta no processo de torneamento, o material era alimentado por uma tensão proporcional a velocidade medida, após passar por um controle de ganho, na extremidade do porta-ferramenta. Munoa et al. (2013) e Wan et al. (2020) implementaram o controle ativo de *chatter* utilizando atuadores biaxiais inercial e eletromagnético, respectivamente. Ma et al. (2017) apresentaram um controlador de modo deslizante ativo para suprimir *chatter* regenerativo no processo de torneamento.

2.3 *Shunt* piezoelétrico no controle de vibração

O material piezoelétrico gera um fluxo de cargas elétricas quando submetido a deformação mecânica e deforma quando um campo elétrico está atuando sobre o mesmo (LEO, 2007). Essa propriedade é extremamente útil em sistemas mecânicos porque podem servir para compor tanto sensores como atuadores eletro-mecânicos (PARK et al., 2007). Diversos autores na literatura efetuaram pesquisas utilizando materiais piezoelétricos para dissipação de energia mecânica, usando-os como atuadores mecânicos e/ou sensores.

Hagood e Flotow (1990) e Viana e Steffen (2006) demonstraram em seus respectivos trabalhos a utilização desses materiais acoplados à diversos tipos de circuitos elétricos como técnica passiva para o controle de vibração. Para cada circuito tem-se um efeito diferente sobre o sistema. A utilização do material piezoelétrico acoplado com circuito *shunt*, que consiste em um circuito com resistor e indutor, possui efeito análogo ao de um absorvedor dinâmico de vibração que adiciona mais um grau de liberdade ao sistema.

Yigit, Cigeroglu e Budak (2017) analisaram os efeitos do circuito *shunt* piezoelétrico passivo acoplado na ferramenta de corte sobre vibrações *chatter* no processo de torneamento interno. Os autores apresentaram a possibilidade de um aumento de 250% na profundidade de usinagem ainda com o processo estável. Zhou, Thouverez e Lenoir (2014) utilizaram um *shunt* piezoelétrico essencialmente não linear para realização prática de um dissipador de energia não linear. Diferentemente dos métodos convencionais, ele não possui uma frequência natural e pode absorver energia em uma ampla faixa de frequências. A proposta foi testada em disco de pás de turbomáquinas e demonstrou a possibilidade de redução significativa das vibrações.

Tang et al. (2019) demonstraram a eficiência de utilizar pastilhas piezoelétricas para controlar vibrações e *chatter* em uma barra de mandrilar, comparando com outra ferramenta sem as pastilhas piezoelétricas. Silva et al. (2015) investigaram a redução de *chatter* no torneamento através da utilização de material piezoelétrico e circuito *shunt* acoplados na ferramenta de corte. Neste trabalho, além de comprovar eficiência da abordagem proposta, foi possível identificar que a redução do *chatter* melhorou o acabamento superficial da peça gerada a partir desse processo. Hassan et al. (2022) demonstraram que o uso do *shunt* piezoelétrico reduziu a amplitude das vibrações e a rugosidade superficial no processo de torneamento interno de ligas de alumínio 6061.

Trabalhos como o de Ma et al. (2017), Silva et al. (2015), Venter et al. (2016) e Hassan et al. (2022) demonstraram que é possível obter uma peça com menor rugosidade superficial com a redução das vibrações durante o processo de usinagem. No entanto, percebe-se que falta uma análise mais aprofundada com relação à análise dos parâmetros de corte em processos de usinagem com *chatter* e seus impactos na rugosidade. Trabalhos avaliando o efeito da variação dos parâmetros de corte sobre a rugosidade da peça e as vibrações durante o processo de usinagem vem sendo realizados utilizando métodos estatísticos e planejamento de experimentos (WOJCIECHOWSKI et al., 2016; CHEN et al., 2017), fornecendo o impacto dos fatores individualmente e suas interações com o objetivo a ser analisado (DEBNATH; REDDY; YI, 2016).

2.4 Usinabilidade de ligas de titânio

As ligas de titânio apresentam propriedades superiores quando comparadas com outros materiais metálicos, principalmente pela alta relação resistência mecânica-peso, resistência à corrosão, alta tenacidade e biocompatibilidade. Com isso, tornou-se uma liga amplamente utilizada principalmente na indústria aeroespacial e na biomedicina. No entanto, esse material é classificado como difícil de processar, pois, apresenta alta resistência mecânica em elevadas temperaturas, condutividade térmica muito baixa, módulo de elasticidade relativamente baixo e alta reatividade química (EZUGWU; WANG, 1997).

Devido a essas propriedades, a usinagem de titânio apresenta alguns desafios a serem superados, dentre eles estão: alta temperatura produzida na aresta de corte durante o processo, segmentação do cavaco e vibrações autoexcitadas, alta tensão de contato na aresta de corte e formação da tensão residual (PERVAIZ et al., 2019). Por apresentar uma baixa condutividade térmica, no momento da usinagem é gerada uma alta temperatura de corte que, conseqüentemente, boa parte dela é conduzida para a ferramenta de corte. Na qual, cerca de 80% do calor gerado é conduzido para a ferramenta, sendo esta uma das principais causas do rápido desgaste da mesma (PRAMANIK, 2014; RAFAL et al., 2015).

De acordo com Pervaiz et al. (2019), alta tensão de contato na aresta de corte resulta principalmente da alta tensão térmica na área de corte em conjunto com alta dureza que o titânio apresenta. E essas mesmas quantidades de forças e calor geradas resultam em tensões residuais

que se concentram na superfície do material.

A liga Ti-6Al-4V utilizada neste trabalho, em baixa velocidade de corte produz um cavaco quase segmentado em zonas de cisalhamento adiabáticas, que se torna mais segmentado em velocidades de corte mais elevadas e apresenta zonas de divisão adiabática distintas (ARRAZOLA et al., 2009). Na velocidade de corte crítica ou acima, a formação de cavacos segmentados envolve cisalhamento localizado que está associado à geração de forças cíclicas. Onde, a variação da amplitude das forças cíclicas de alta frequências associada à formação de cavacos segmentados aumenta com o aumento da profundidade de usinagem e o avanço, e diminui com o aumento da velocidade de corte (SUN; BRANDT; DARGUSCH, 2009). Além disso, se a frequência dessas cargas não ocorrer em fase com a frequência natural da máquina, a variação das forças de corte pode causar vibração autoexcitada (PRAMANIK, 2014).

Por possuir uma baixa usinabilidade, as ligas de titânio geralmente são processadas com moderados parâmetros de corte. Para evitar o desgaste prematuro da ferramenta, a velocidade de corte e o avanço são limitadas, restando apenas a profundidade de usinagem para tentar aumentar a produtividade. No entanto, aumentar esse parâmetro deixa o processo muito suscetível ao surgimento de vibrações *chatter* (CHIAPPINI et al., 2014). Sendo assim, há uma relação importante entre a possibilidade de aumento de produção do processo e o aparecimento de vibrações autoexcitadas justificando a necessidade de técnicas de controle de *chatter* regenerativo que permitam o uso de parâmetros de corte mais agressivos.

2.5 Considerações a respeito da literatura

Os trabalhos mencionados demonstraram a relevância do estudo do material piezoelétrico com circuito *shunt* para mitigação de *chatter* em processos de usinagem e a eficiência dessa estratégia. No entanto, alguns dos trabalhos apresentam abordagens que possuem características que as tornam inviáveis ou dificultam suas aplicações prática.

A Tabela 1 mostra de forma objetiva os assuntos e/ou abordagens apresentadas/utilizadas nos trabalhos anteriormente citados, que tinham como objetivo a redução do *chatter* no processo de usinagem classificados conforme os seguintes tópicos:

- **T** para os trabalhos que houve apenas a investigação teórica e **E** para os quais construíram e realizaram experimentos com o dispositivo;
- I - Circuito *shunt*;
- II - Material piezoelétrico;
- III - Atuadores são utilizados para controle de vibração;
- IV - Otimização para determinar os parâmetros do dispositivo;
- V - É realizada a variação dos parâmetros de corte;

- VI - Análise de rugosidade;
- VII - Ligas de titânio são usinadas no trabalho.

Tabela 1 – Análise sintética da revisão bibliográfica

Trabalhos		I	II	III	IV	V	VI	VII
Controle Passivo	Burtscher e Fleischer (2017)	E			X			
	Hassan et al.(2022)	E	X	X		X	X	
	Lee et al. (2001)	E		X	X	X		
	Miguelez et al.(2010)	T			X			
	Venter et al.(2016)	E	X	X				X
	Silva et al.(2015)	E	X	X				X
	Yigit et al.(2017)	E	X	X				
Controle Ativo	Ma (2017)	E		X	X			
	Matsubara et al.(2014)	E	X	X	X	X		
	Munoa et al.(2013)	E			X			
	Wan et al.(2020)	E			X			

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Observando a Tabela 1 pode-se notar algumas lacunas e assim fazer algumas observações com relação a abordagem dos trabalhos estudados. São elas:

- Utilizar otimização para determinar parâmetros do dispositivo a ser implantado foi aplicada poucas vezes;
- Poucos trabalhos realizam variação dos parâmetros de corte e analisam a influência desses parâmetros na vibração do processo ou na rugosidade das peças. Complementar a isso, realizar uma análise mais aprofundada dos dados ou utilizando estatística;
- A análise da rugosidade das peças usinadas é abordada poucas vezes;
- Nenhum dos estudos aqui apresentados usinou ligas de titânio, que são reconhecidamente suscetíveis à vibrações autoexcitadas (PRAMANIK, 2014).

Além disso, o controle ativo de vibrações apresentou bons resultados em mitigar *chatter*. Entretanto, faz-se necessário um alto investimento para que sejam adquiridos equipamentos para implementação do sistema de controle. São utilizadas placas de aquisição com elevada resolução, altas taxas de amostragem e sensores para medir alguma resposta dinâmica do processo durante o processo de usinagem. No controle passivo, especificamente com a utilização de *shunt* piezoelétrico, alguns autores como Viana e Steffen (2006), Silva et al. (2015) e Venter et al. (2016), deixaram evidente que o principal empecilho reside no indutor necessário no circuito, visto que o valor determinado é de magnitude que não é possível ser encontrado comercialmente.

Portanto, tendo em vista que os trabalhos de mitigação de *chatter* regenerativo no processo de usinagem realizam alguns experimentos sem estudar em maior profundidade a

variação dos parâmetros do processo, faz-se necessário uma investigação mais profunda para determinar a eficiência da proposta apresentada variando os parâmetros de corte mediante um planejamento experimental.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo, estão dispostas todas as informações teóricas e modelos matemáticos para entender o trabalho, realizar as simulações e obter os resultados esperados.

3.1 Vibrações no processo de usinagem

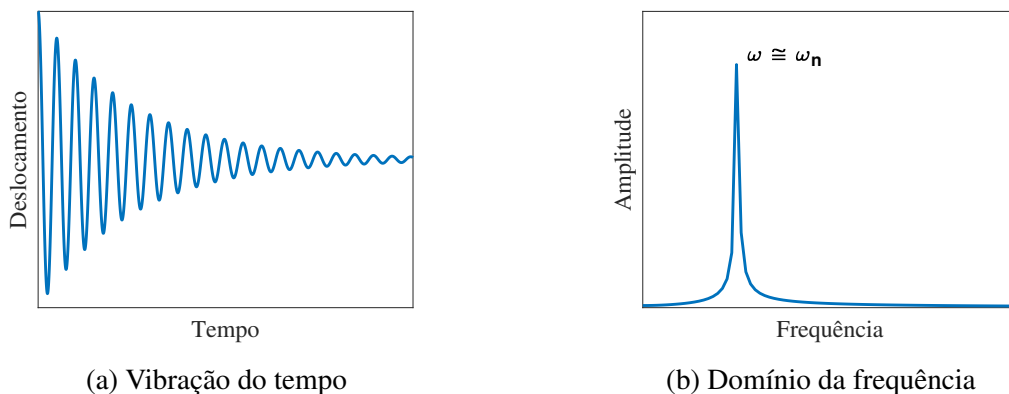
Durante o processo de usinagem surgem vibrações, sendo elas de origem interna ou externa, devido as partes móveis e/ou flexíveis do conjunto máquina-ferramenta. Vibrações excessivas aceleram desgaste da ferramenta, podem gerar acabamento superficial fora das especificações, danificar os rolamentos do fuso da máquina e ainda aumentar o consumo de energia (CHENG, 2008).

Os processos de usinagem podem envolver três tipos diferentes de vibrações que surgem por falta de rigidez dinâmica de um ou diversos elementos do conjunto máquina-ferramenta (QUINTANA; BADOSA, 2009), são elas:

- Vibrações livres;
- Vibrações forçadas;
- Vibrações autoexcitadas.

Vibrações livres ocorrem quando há presença de uma fonte de excitação de curta duração. Qual, aplica um condição inicial no sistema deslocando-o de seu equilíbrio e fazendo com que o mesmo oscile livremente. Conforme demonstrado na Figura 4(a). E devido à fonte de excitação ser de curta duração, essas vibrações cessam conforme a energia mecânica é dissipada. Assim, o sistema oscila numa frequência próxima a sua frequência, como apresentado na Figura 4(b).

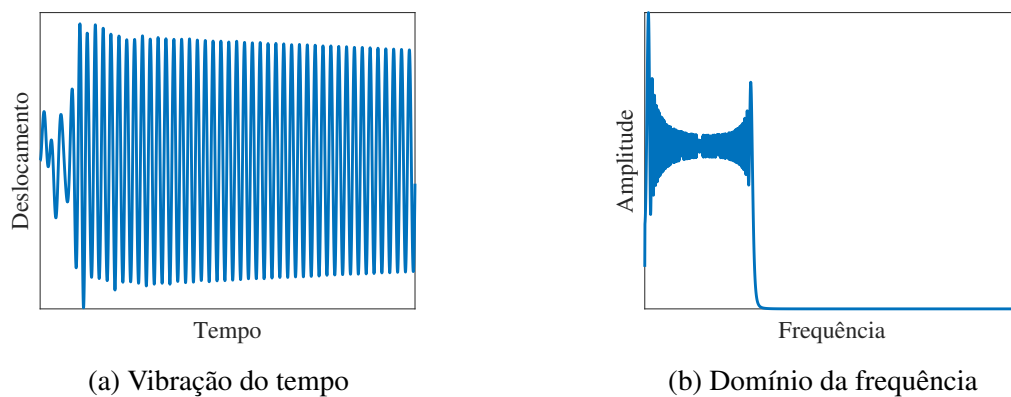
Figura 4 – Vibração livre



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Vibrações do tipo forçada são causadas por qualquer tipo de fontes de excitação, podendo ela ser uma força de excitação periódica ou não. No processo de usinagem essas vibrações podem ser originadas decorrentes de desalinhamento do fuso, motores elétricos, quebra periódica do cavaco, entre outras (HAASE; LOCKWOOD; FORD, 2001). Neste caso, o sistema irá oscilar na mesma frequência da força de excitação. A Figura 5(a) mostra como um sistema vibra ao ser excitado por uma força qual tem sua frequência variando, Figura 5(b).

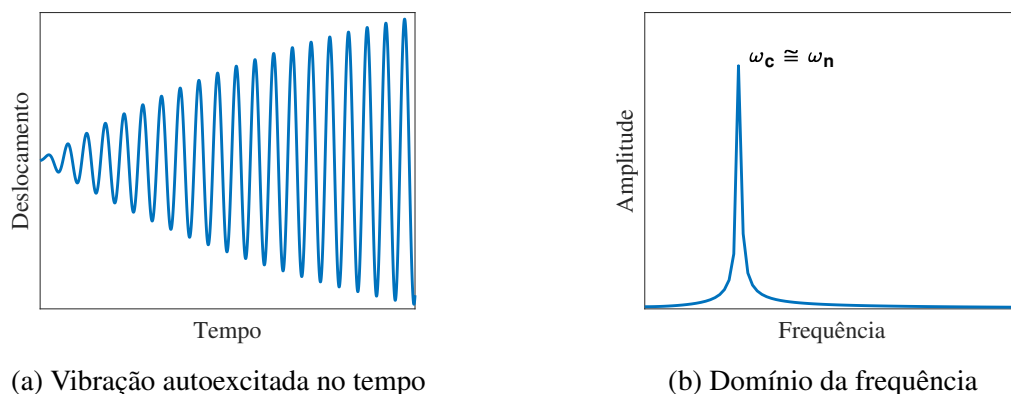
Figura 5 – Vibração forçada



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Vibrações livres ou forçadas apresentam problemas quando surgem durante o processo, entretanto, após identificadas suas origens podem ser evitadas, reduzidas ou eliminadas. Dentre as vibrações em processos de usinagem as autoexcitadas, comumente chamada de *chatter*, são comumente indesejáveis, menos controláveis e levam o sistema à instabilidade muitas vezes de forma inesperada.

Figura 6 – Vibração autoexcitada



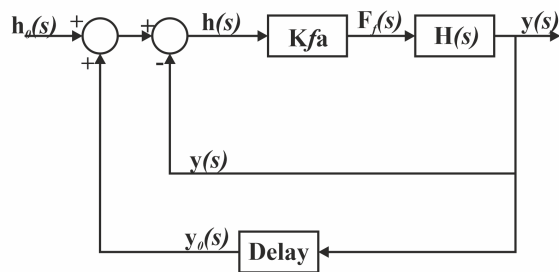
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

A Figura 6(a) demonstra a principal característica das vibrações autoexcitadas ao longo do tempo, onde, a vibração tem início e aumenta no decorrer do tempo. As mesmas podem ser classificadas em dois tipos, primárias e secundárias, e têm origens a partir da interação entre a

ferramenta de corte e a superfície da peça a ser usinada. As primárias são geradas devido ao atrito, efeito termo-mecânicos ou modo de acoplamento peça-ferramenta. As secundárias, mais comuns, são causadas pelo efeito de regeneração da superfície ondulada da peça a ser trabalhada (SIDDHPURA; PAUROBALLY, 2012).

A Figura 7 demonstra como ocorre o efeito regenerativo do *chatter*. Na qual, as vibrações excitam um dos modos de vibração estrutural do sistema máquina-ferramenta $H(s)$ e, conseqüentemente, ocorre o deslocamento relativo entre a ferramenta e a peça. Isso altera a espessura do cavaco $h(s)$ gerando uma superfície ondulada que será modulada durante a próxima revolução alterando as forças de cortes e novamente gerando vibrações.

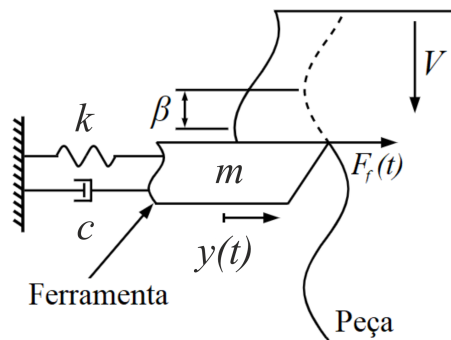
Figura 7 – Efeito regenerativo



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

A Figura 8 mostra o movimento relativo entre a ferramenta de corte e a peça a ser trabalhada no processo de torneamento durante a vibração. Na qual, m , k , c são massa, rigidez e coeficiente de amortecimento da ferramenta, respectivamente, V é o sentido da velocidade da peça, $F_f(t)$ a força de avanço, $y(t)$ o deslocamento e β a diferença de fase entre a ondulação anterior e a atual.

Figura 8 – Sistema regenerativo com sobreposição de corte



Fonte: Adaptado de Siddhpura e Paurobally (2012)

Quando não existe diferença de fase ($\beta = 0$) o sistema permanece livre de vibrações autoexcitadas, com espessura do cavaco e força de corte constantes. No entanto, quando há diferença de fase ($\beta \geq 0$), a espessura do cavaco torna-se irregular e a força de corte deixa de ser constante, resultando nas vibrações regenerativas (SIDDHPURA; PAUROBALLY, 2012).

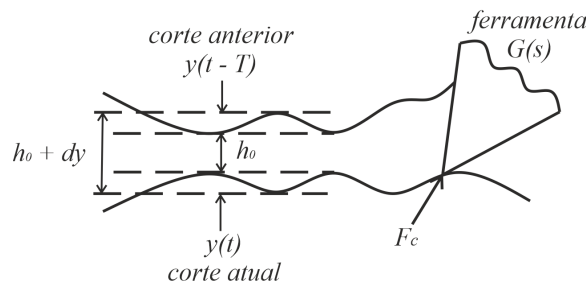
3.2 Diagrama de Lóbulos de Estabilidade (DLE)

Os parâmetros de cortes, em qualquer processo de usinagem, possuem bastante influência sob as forças de corte geradas durante o processo. Tendo isso como base, é possível elaborar mapas gráficos que definem zonas de estabilidade e instabilidade em função de parâmetros importantes do processo de corte como rotação da peça e profundidade de usinagem. Essa representação é chamada de diagrama de lóbulos de instabilidade (DLE).

Para construção do DLE, primeiramente é importante entender o processo de corte e formação do cavaco. Inicialmente, tem-se uma superfície lisa sem ondulações durante a primeira revolução do fuso, no entanto, a ferramenta começa a deixar uma superfície ondulada por causa das vibrações.

Pelo fato do processo de torneamento ser um processo de revolução, durante o corte é feita a sobreposição das camadas. No momento em que a ferramenta passa sobre uma superfície já ondulada devido à vibração harmônica, isso acarreta na formação de cavacos com espessura variável conforme ilustrado na Figura 9. Esse processo gera forças de corte oscilatórias às quais são dependentes da espessura dinâmica de corte $h(t)$. Como $h(t)$ depende das próprias oscilações do porta-ferramenta e da peça a ser usinada, esse fenômeno é chamado de autoexcitado.

Figura 9 – Processo de corte com *chatter*



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Nesse sentido, conforme demonstrado por Altintas (2012), a espessura dinâmica de corte durante o processo pode ser fornecida pela equação (1), sendo, h_0 a espessura nominal de corte, que é aproximadamente igual ao avanço, $y(t)$ representa a modulação interna ou o corte atual, $y(t-T)$ a modulação externa que é o corte anterior e $[y(t) - y(t-T)]$ é a espessura dinâmica de corte produzido devido as vibrações no tempo presente t e um período de rotação da peça T .

$$h(t) = h_0 - [y(t) - y(t-T)] \quad (1)$$

Assumindo o sistema com apenas um grau de liberdade e o porta-ferramenta como um sistema massa-mola equivalente, a equação do movimento do sistema pode ser expressada da seguinte forma:

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = F_f(t) \quad (2)$$

onde, $F_f(t)$ é a força de corte na direção de avanço, sendo igual a $K_f a h(t)$. Na qual, substituindo $h(t)$ pela Eq. 1 tem-se:

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = K_f a [h_0 + y(t - T) - y(t)] \quad (3)$$

para as quais, m_y , c_y e k_y representam, respectivamente, os coeficientes de massa, amortecimento e rigidez do sistema, $\ddot{y}(t)$, $\dot{y}(t)$, e $y(t)$ a aceleração, velocidade e deslocamento, K_f representa a constante de corte, a largura do corte e $h(t)$ a formação dinâmica do cavaco durante o corte.

No domínio de Laplace, a modulação interna é expressa como $y(s) = \mathcal{L}y(t)$ e a modulação externa é $e^{-sT} = \mathcal{L}y(t - T)$. Assim, a Eq. 1 da espessura dinâmica do cavaco no domínio de Laplace pode ser escrita como:

$$h(s) = h_0 - y(s) + e^{-sT} y(s) = h_0 + (e^{-sT} - 1)y(s) \quad (4)$$

que produz uma força de corte $F_f(s) = K_f a h(s)$. E essas forças irão excitar a estrutura (ϕ) e produzir vibração que resulta na modulação interna do cavaco:

$$y(s) = F_f \phi(s) = K_f a h(s) \phi(s) \quad (5)$$

onde, ϕ é a função de transferência (FT) de uma estrutura com um grau de liberdade. Sendo ζ a razão de amortecimento, ω_n a frequência natural e k a rigidez do sistema.

$$\phi(s) = \frac{y(s)}{F_f(s)} = \frac{\omega_n^2}{k_y(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (6)$$

Substituindo Eq. 5 em Eq. 4, tem-se:

$$h(s) = h_0 + (e^{-sT} - 1)K_f a h(s) \phi(s) \quad (7)$$

e resultando na função de transferência, Eq. 8, entre a formação de cavaco dinâmica $h(s)$ e a pretendida $h_0(s)$.

$$\frac{h(s)}{h_0(s)} = \frac{1}{1 + (1 - e^{-sT})K_f a h(s) \phi(s)} \quad (8)$$

Dessa forma, a instabilidade do processo vai ser definida pelas raízes de (s) dessa equação quando $s = \sigma + j\omega_c$. Se a parte real da raiz é positiva ($\sigma > 0$), a solução dessa equação no tempo possui um termo exponencial positivo. Onde o *chatter* cresce indefinitivamente e o sistema vai

ser instável. Entretanto, caso a parte real seja negativa ($\sigma < 0$) as vibrações serão suprimidas e o processo fica livre de *chatter*. E quando for igual a zero o sistema é criticamente amortecido e a peça oscila na frequência do *chatter* ω_c . Assim, é possível determinar o limite crítico de estabilidade do processo quando $s = j\omega_c$, para:

$$1 + (1 - e^{-sT})K_f a_{lim} \phi(j\omega_c) = 0 \quad (9)$$

onde, a_{lim} é a profundidade de usinagem máxima para o processo livre de *chatter*. A FT ϕ definida, Eq. 6, pode ser dividida em parte real $G(\omega_c)$ e imaginaria $H(\omega_c)$. Partindo das equações abaixo:

$$G(\omega_c) = \frac{\omega_n^2 - \omega_c^2}{(\omega_n^2 - \omega_c^2)^2 + (2\zeta\omega_n)^2\omega_c^2} \quad (10)$$

$$H(\omega_c) = \frac{-(2\zeta\omega_n)\omega_c}{(\omega_n^2 - \omega_c^2)^2 + (2\zeta\omega_n)^2\omega_c^2} \quad (11)$$

Sendo assim, desenvolver a Eq. 9 é possível determinar a profundidade limite de usinagem (a_{lim}), em que o processo de torneamento muda de estável para instável, é dada pela seguinte equação:

$$a_{lim} = \frac{-1}{2K_f G(\omega_c)} \quad (12)$$

No entanto, essa equação é fisicamente válida apenas para valores negativos da parte real da função de resposta em frequência do sistema. A frequência do *chatter* pode ocorrer nas frequências onde $G(\omega_c)$ é negativo e se o a_{lim} for selecionado usando o valor mínimo de $G(\omega_c)$ o *chatter* será evitado para qualquer velocidade de rotação.

Para determinar os valores de rotação do diagrama que corresponde a sua determinada profundidade de usinagem, é primeiro calculado o período de revolução (T) por meio da equação:

$$T = \frac{2k\pi - \beta}{2\pi f_c} \quad (13)$$

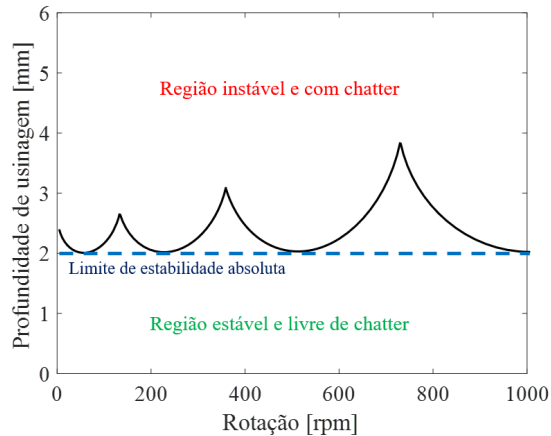
em que k é o número do lóbulo que será representado no diagrama e f_c o intervalo contendo cada um dos valores de frequência *chatter* [Hz]. No qual, $\beta = 3\pi + 2\psi$, ψ representa os valores de cada ângulo de fase [rad] equivalente às frequências da parte real negativa da FRF.

Com isso, a rotação n [rpm] do diagrama de lóbulos de estabilidade pode ser calculada pela relação a seguir:

$$n = \frac{60}{T} \quad (14)$$

Portanto, para criar o diagrama de lóbulos de estabilidade são utilizadas as equações (12) e (14), conforme apresentado primeiramente por Tlustý e Poláček (1963). A Figura 10 demonstra como é o DLE, no qual, para quaisquer parâmetros de corte selecionados na região estável têm-se um processo livre de *chatter* e que apresenta instabilidade na medida que se ultrapassa o limite, que é representado pelos lóbulos (linha preta).

Figura 10 – Diagrama de lóbulos de estabilidade



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

3.3 Equações constitutivas básicas do material piezoelétrico

Materiais inteligentes são definidos como aqueles que exibem acoplamento entre vários domínios físicos, sendo eles: mecânico, elétrico, térmico, fluídico, entre outros (PARK et al., 2007). Os materiais piezoelétricos são classificados como materiais inteligentes com acoplamento eletromecânico, ou seja, desenvolvem corrente elétrica quando sujeitos a uma tensão mecânica, como também, desenvolvem deformações mecânicas quando submetidos a um campo elétrico.

Conforme apresentado por Leo (2007), a equação que representa relação tensão T [N/m²] e deformação S [m/m] de um material pode ser fornecida por:

$$S = \frac{1}{Y} T = sT \quad (15)$$

na qual, s [m²/N] é a compliância mecânica e Y [N/m²] é o módulo de elasticidade do material ou módulo de Young na direção de deformação e tensão. Quando o material piezoelétrico é submetido a uma tensão mecânica (T) gera um deslocamento elétrico D [C/m²],

$$D = dT \quad (16)$$

na qual, d [C/N] é o coeficiente de deformação piezoelétrica. Essa equação descreve o efeito piezoelétrico direto.

Considerando agora que está sendo aplicado um campo elétrico sobre um material, tem-se a equação 17 que relaciona o deslocamento elétrico D [C/m²] que ocorre quando um campo elétrico E [V/m] aplicado. E a relação entre eles é dada pela permissividade dielétrica ϵ [F/m].

$$D = \epsilon E \quad (17)$$

No caso do piezoelétrico ao ser aplicado o campo elétrico é gerada uma deformação. A equação 18 demonstra a relação entre deformação mecânica S [m/m] gerada em resposta ao campo elétrico E [V/m], onde, essa relação é dada pelo coeficiente de deformação piezoelétrica d [C/N]. Essa equação descreve o efeito inverso do material piezoelétrico.

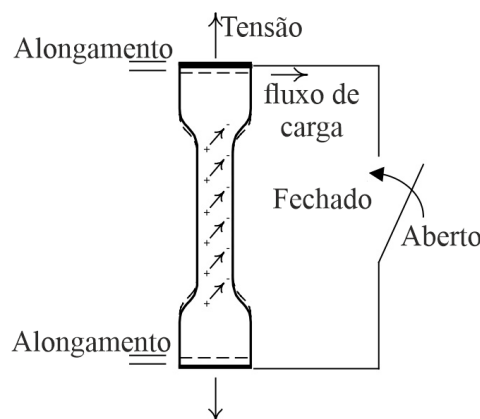
$$S = dE \quad (18)$$

A partir das equações lineares dos efeitos direto e inverso, é possível formular uma equação constitutiva em notação matricial.

$$\begin{bmatrix} S \\ D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s & d \\ d & \epsilon \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T \\ E \end{bmatrix} \quad (19)$$

Devido ao acoplamento eletromecânico, condições de contorno elétricas podem afetar propriedades mecânicas, e o inverso também é válido. Para isso, são analisadas duas possibilidades aonde os eletrodos do material piezoelétrico estão ligados a uma chave, conforme demonstrado na Figura 11.

Figura 11 – Teste tensão-deformação no material piezoelétrico



Fonte: Adaptado de Leo (2007)

No primeiro caso, tem-se um circuito fechado (curto-circuito), as cargas são livres para fluir pelo condutor, mas o campo elétrico é nulo ($E = 0$). No segundo caso, tem-se um circuito aberto, na qual as cargas não podem fluir no circuito ($D = 0$).

Portanto, têm-se uma compliância para campo elétrico constante (s^E) e permissividade dielétrica livre de tensão mecânica (ϵ^T). Logo, a equação matricial (Eq. 19) pode ser melhor representada por:

$$\begin{bmatrix} S \\ D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s^E & d \\ d & \epsilon^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T \\ E \end{bmatrix} \quad (20)$$

na qual, os superscritos $()^E$ e $()^T$ são utilizados para indicar propriedades em campo elétrico e tensão mecânica constantes, respectivamente.

A Equação 21 é uma importante propriedade do material piezoelétrico extraída da equação (19) quando descrita tendo a deformação e deslocamento elétrico como variáveis independentes. O coeficiente de acoplamento piezoelétrico (k) reflete um percentual de conversão de energia entre os domínios elétrico e mecânico para um determinado material piezoelétrico.

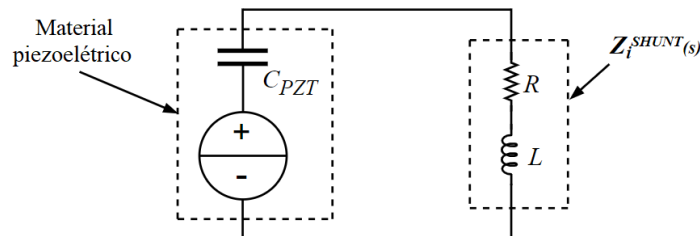
$$k = \frac{d}{\sqrt{s\epsilon}} \quad , \text{sendo,} \quad 0 \leq k \leq 1 \quad (21)$$

3.4 Shunt piezoelétrico

O dispositivo *shunt* piezoelétrico utilizado para controle passivo de vibrações acoplado a estrutura principal é composto por pastilhas piezoelétricas conectadas a circuitos elétricos. São diversos os tipos de circuitos que podem ser utilizados: puramente resistivo, indutivo-resistivo (ressonante), capacitivo, entre outros. Nesse trabalho será investigado o circuito ressonante, que é composto por um resistor em série com um indutor.

Hagood e Flotow (1990) demonstraram que o material piezoelétrico pode ser modelado como um capacitor quando conectado em série com uma fonte de tensão. Ao conecta-lo com o circuito ressonante temos então um circuito RLC, composto por resistência R , indutância L e a capacitância do piezoelétrico C . Conforme demonstrado na Figura 12.

Figura 12 – Representação esquemática do circuito RLC

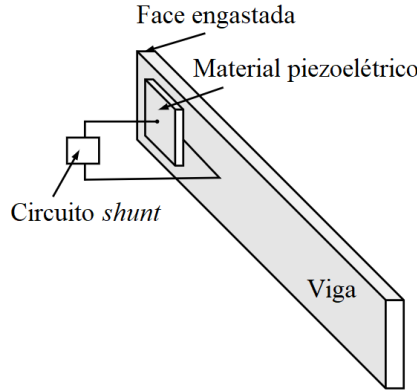


Fonte: Elaborado pelo próprio autor

O circuito é um sistema de segunda ordem, sendo assim, possui frequência natural e amortecimento próprio. Quando acoplado em um sistema mecânico por meio do piezoelétrico

é adicionado 1 GDL elétrico cuja frequência pode ser sintonizada à frequência estrutural. Permitindo dissipar as vibrações da estrutura, reduzindo a amplitude dessa frequência, que são convertidas de energia mecânica em elétrica pelo material piezoelétrico e assim podem ser dissipadas na forma de calor pelo circuito de acordo com o efeito Joule (VIANA; STEFFEN, 2006). Tomando como exemplo uma viga engastada, conforme demonstrado na Figura 13, pode-se ver como ocorre o acoplamento do dispositivo *shunt* piezoelétrico na estrutura.

Figura 13 – Material piezoelétrico e circuito *shunt* fixados na viga engastada



Fonte: Adaptado de Viana e Steffen (2006)

Seguindo a modelagem apresentada por Hagood e Flotow (1990), a impedância mecânica adimensional de um piezoelétrico com um circuito *shunt* acoplado, Figura 12, é definida pela equação:

$$\bar{Z}_{jj}^{MEC}(s) = \frac{Z_{jj}^{SHUNT}(s)}{Z_{jj}^D(s)} = \frac{1 - k_{ij}^2}{1 - k_{ij}^2 \bar{Z}_i^{ELECT}(s)} \quad (22)$$

na qual, $Z_{jj}^{SHUNT}(s)$ é a impedância do dispositivo *shunt* piezoelétrico e $\bar{Z}_i^{ELECT}(s)$ é a impedância elétrica do circuito, que é definida pela Eq. 23,

$$\bar{Z}_i^{ELECT}(s) = \frac{LC_{PZT}^s s^2 + RC_{PZT}^s s}{LC_{PZT}^s s^2 + RC_{PZT}^s s + 1} \quad (23)$$

em que C_{PZT} indica a capacitância do material piezoelétrico [F], R a resistência do circuito [Ohm], L a indutância do circuito [H] e $()^s$ indica a propriedade sob deformação constante ou nula. A impedância do circuito pode ser representada de duas maneiras, equações (24) e (25). No entanto, a utilizada no trabalho é a equação (24):

$$\bar{Z}_{jj}^{RLC}(s) = 1 - k_{ij}^2 \left(\frac{1}{LC_{PZT}^s s^2 + RC_{PZT}^s s + 1} \right) \quad (24)$$

$$\bar{Z}_{jj}^{RLC}(\gamma) = 1 - k_{ij}^2 \left(\frac{\zeta^2}{\gamma^2 + \delta^2 \xi \gamma + \delta^2} \right) \quad (25)$$

sendo δ a razão de sintonização adimensional:

$$\delta = \frac{\omega_0}{\omega_n} \quad (26)$$

sendo ω_0 a frequência de ressonância elétrica do circuito [rad/s]:

$$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC_{PZT}^S}} \quad (27)$$

sendo ζ a razão de amortecimento adimensional:

$$\zeta = RC_{PZT}^S \omega_n^E \quad (28)$$

sendo ω_n^E a frequência de ressonância do sistema mecânico [rad/s]:

$$\omega_n^E = \sqrt{\frac{(K + K_{jj}^E)}{M}} \quad (29)$$

para a qual, K_{jj}^E representa a rigidez do material piezoelétrico [N/m] e K a rigidez do sistema mecânico. γ é a frequência adimensional do sistema, dada por:

$$\gamma = \frac{s}{\omega_n^E} \quad (30)$$

O coeficiente de acoplamento piezoelétrico passa a ser determinado pela equação (31).

$$K_{ij}^2 = \left(\frac{K_{jj}^E}{K + K_{jj}^E} \right) \left(\frac{k_{ij}^2}{1 - k_{ij}^2} \right) \quad (31)$$

Depois de apresentadas todas as variáveis envolvendo o *shunt* piezoelétrico na forma de um circuito RLC, pode-se assim, definir a função de transferência que relaciona uma força $F(\gamma)$ aplicada na viga como entrada, e um deslocamento $x(\gamma)$ como saída. Logo, a FT pode ser apresentada da seguinte forma (VIANA; STEFFEN, 2006):

$$\frac{x}{F}(\gamma) = \left(\frac{1}{K + K_{jj}^E} \right) \left(\frac{(\delta^2 + \gamma^2) + \delta^2 \xi \gamma}{(1 + \gamma^2)(\delta^2 + \gamma^2 + \delta^2 \xi \gamma) + K_{ij}^2(\gamma^2 + \delta^2 \xi \gamma)} \right) \quad (32)$$

Por último, uma vez determinados os parâmetros razão de amortecimento e razão de sintonização do circuito, é possível encontrar os valores ótimos para a resistência e indutância do circuito *shunt* ressonante. Como já mencionado, esses dispositivo funciona de forma similar ao absorvedor dinâmico de vibrações, logo, a otimização dos parâmetros pode ocorrer de forma

similar. Onde, têm-se a razão de ajuste ótimo δ_{OTIMO} e o fator de amortecimento ótimo ξ_{OTIMO} , definidas pelas equações 33 e 34.

$$\delta_{OTIMO} = \sqrt{1 + K_{ij}^2} \quad (33)$$

$$\xi_{OTIMO} = \frac{\sqrt{2}K_{ij}}{(1 + K_{ij}^2)} \quad (34)$$

Uma vez determinados os valores de fator de amortecimento e razão de ajuste ótimo é possível encontrar os valores ótimos de indutância e resistência do circuito *shunt* com as equações 35 e 36.

$$L_{OTIMO} = \frac{1}{C_{PZT}\omega_0^2} = \frac{1}{C_{PZT}(\omega_n\delta_{OTIMO})^2} = \frac{1}{C_{PZT}(1 + K_{ij}^2)\omega_n^2} \quad (35)$$

$$R_{OTIMO} = \frac{\xi_{OTIMO}}{C_{PZT}\omega_n} = \frac{\sqrt{2}K_{ij}}{C_{PZT}(1 + K_{ij}^2)\omega_n} \quad (36)$$

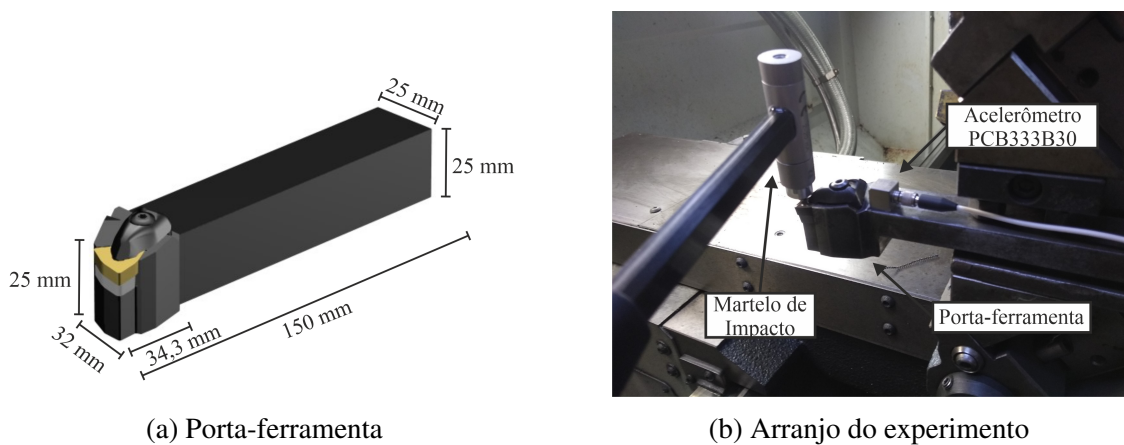
Essa abordagem para determinar os valores ótimos é a mesma utilizada no absorvedor dinâmico de vibrações. Uma vez que, os valores de R_{OTIMO} e L_{OTIMO} são selecionados visando reduzir tanto a amplitude das vibrações na frequência de ressonância como da antirressonância, que se trata do vale entre as duas frequências de ressonância geradas. Portanto, utilizando a FT (Eq. 32) é possível obter numericamente o comportamento do sistema com o *shunt* piezoelétrico acoplado, juntamente com os valores ótimos determinados nas equações 35 e 36.

4 CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA DO PROCESSO DE USINAGEM

Visando extrair os parâmetros modais da estrutura real, um ensaio experimental foi realizado com o intuito de obter as características dinâmicas da máquina-ferramenta. Os ensaios de torneamento em acabamento foram realizados no Laboratório de Processos de Fabricação do Núcleo de Laboratórios de Ensino de Engenharia (LPF/NuLEEn/UFSCar) em torno CNC Romi Centur 30D, que dispõe de 12,5 cv e 4.000 rpm no eixo-árvore com o porta ferramenta DWLNR 2525M 08 da Sandvik e o inserto WNMG 08 04 04-SF H13A com raio de ponta de 0,397 mm. O porta-ferramenta teve sua altura reduzida pela metade para diminuir sua rigidez, amplificando assim efeitos vibratórios ocorrendo durante o processo. O ensaio modal foi realizado com a máquina desligada com o porta-ferramenta acoplado, sendo utilizado um martelo de impacto instrumentado, acelerômetro e placa de aquisição de modo a obter as respostas temporais do sistema, bem como as FRFs do porta-ferramenta. Para esses ensaios foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Martelo de impacto PCB 086C03 (sensibilidade: 2,25 mV/N, faixa de medição: ± 2224 N de pico, ressonância: ≥ 22 kHz);
- Acelerômetro PCB 333B30 uniaxial (sensibilidade: 100 mV/g, faixa de medição: ± 50 g de pico, faixa de frequência: 0,5 até 3000 Hz);
- Chassi cDAQ-9178 da National Instruments com módulo NI-9234 para medição de sensores do tipo IEPE (4 canais, amostragem: 51,2 kHz/canal, resolução: 24 bits).

Figura 14 – Máquina-ferramenta



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Nas Figuras 14(a) e 14(b) são apresentados o formato do porta-ferramenta antes de ter a altura reduzida, e o arranjo do teste modal e os equipamentos utilizados, martelo de impacto

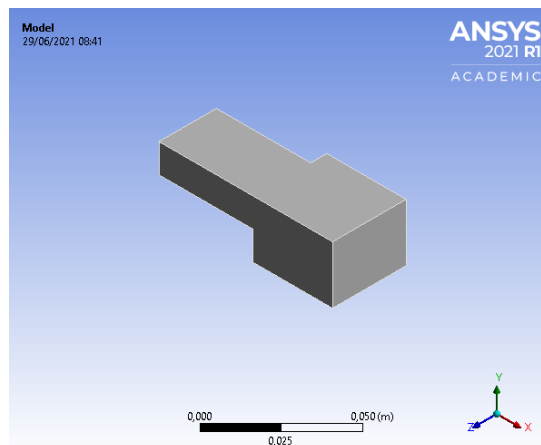
e acelerômetro, e é possível ver o porta-ferramenta já reduzido. A altura da haste do porta-ferramenta foi reduzida pela metade, de 25 mm para 12,5 mm. O comprimento em balanço do porta-ferramenta é de aproximadamente de 75 mm, medido da ponta para o fixador da máquina.

Para se ter uma representação condizente com restrições do torno CNC e obter uma análise mais completa do comportamento dinâmico. Esse sistema foi simulado a partir do método dos elementos finitos (seção 4.1), o qual foi verificado a partir de um teste modal (seção 4.2). Para se obter parâmetros representativos desse sistema, a rigidez e massa equivalente foram estimadas (seção 4.3).

4.1 Análise modal via método dos elementos finitos

Inicialmente, o porta-ferramenta foi simulado visando obter suas frequências de ressonância e sua função de resposta em frequência. Foram realizadas simulações com o porta-ferramenta fixado na posição em que o mesmo será utilizado para o processo de usinagem. A modelagem foi realizada no *software* ANSYS STUDENT 2021 R1 de forma simplificada com dimensões de $75,5 \times 25 \times 12,5$ mm além de uma massa na extremidade livre dessa viga. Utilizou-se os módulos de Análise Modal para extrair os modos de vibração e Resposta Harmônica para determinar a FRF. Na Figura 15, é demonstrado o modelo geométrico criado do porta-ferramenta.

Figura 15 – Modelo porta-ferramenta



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Na análise modal, foram determinadas as primeiras 6 frequências de ressonâncias, apresentadas na Tabela 2, nas condições descritas. Foram delineados os modos de vibração, apresentados na Figura 16, determinados na análise modal numérica. É possível observar que os modos 1º e 4º são de flexão na vertical, 2º e 5º de flexão na horizontal, 3º de torção e o 6º de axial.

Após a análise modal foi utilizado o módulo de resposta harmônica para gerar a função de resposta em frequência do porta ferramenta quando submetido a uma força de 1000 N na extremidade do porta ferramenta na direção do eixo y (direção de corte), simulando a força

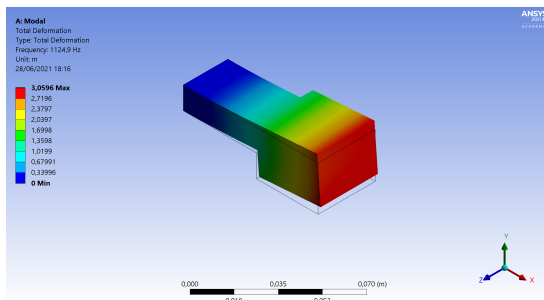
Tabela 2 – Frequências de ressonância

Modo	Frequências [Hz]
1	1124,9
2	2072,5
3	4203,3
4	7461,7
5	11523
6	13185

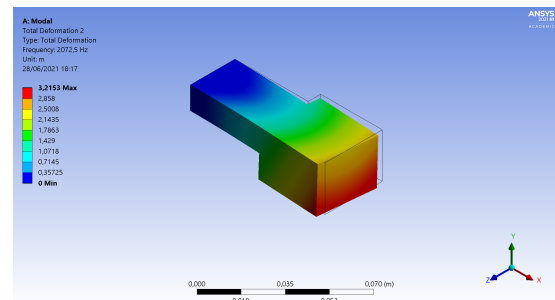
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

de corte durante o processo. Assim foi delineada a FRF do porta-ferramenta, Figura 17, onde, pode-se identificar as duas primeiras frequências de ressonância.

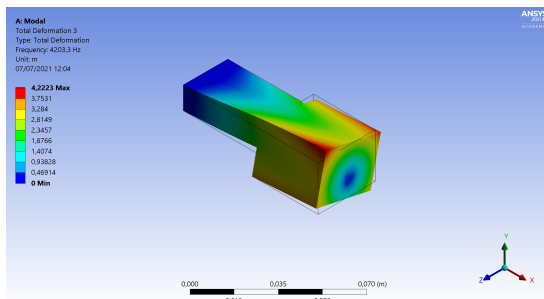
Figura 16 – Modos de vibração



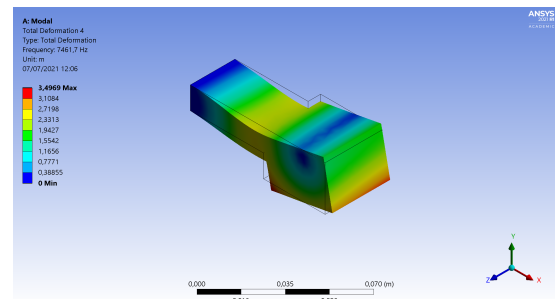
(a) 1º modo (flexão vertical)



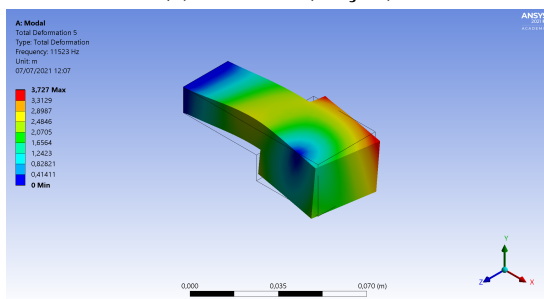
(b) 2º modo (flexão horizontal)



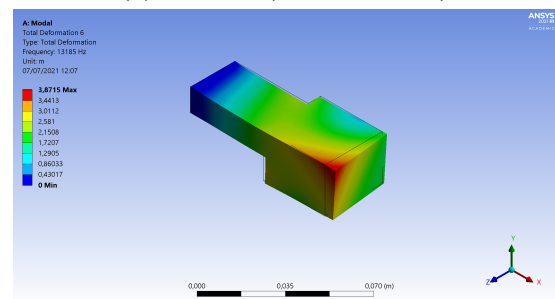
(c) 3º modo (torção)



(d) 4º modo (flexão vertical)



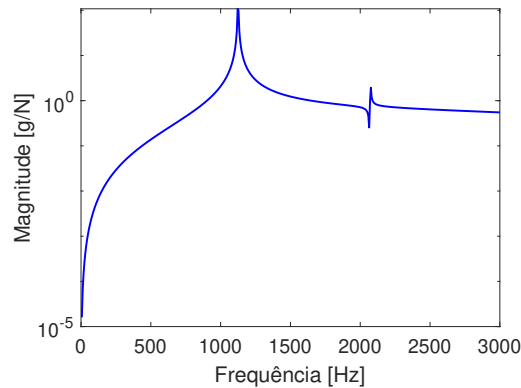
(e) 5º modo (flexão horizontal)



(f) 6º modo (axial)

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 17 – FRF do porta-ferramenta



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

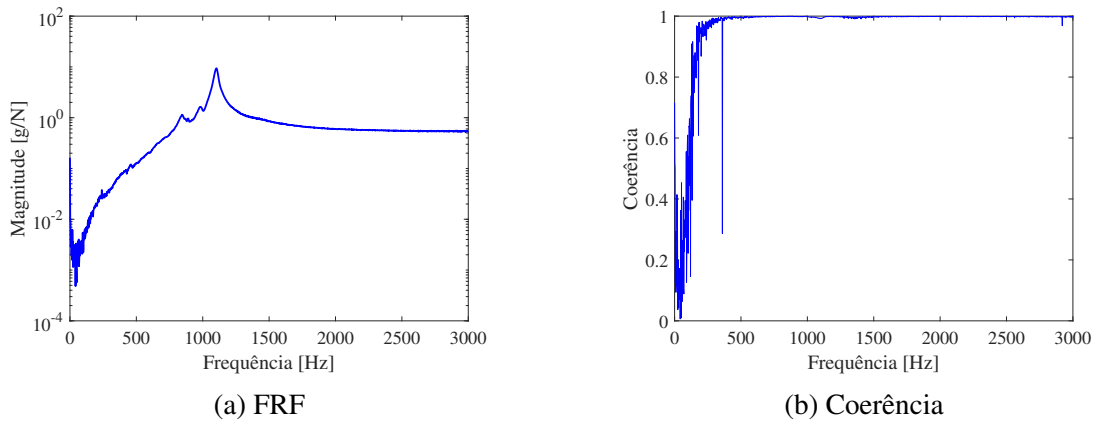
4.2 Análise modal experimental na máquina-ferramenta

Em seguida, foram realizados testes modais para coletar o comportamento dinâmico da máquina-ferramenta e assim determinar seus parâmetros equivalentes e obter o diagrama de lóbulos de estabilidade. Foram utilizados os equipamentos mencionados no início deste capítulo, onde, o martelo de impacto serve para excitar a estrutura e o acelerômetro para coletar as vibrações geradas no mesmo sentido da força aplicada. Foi utilizada uma ponteira de aço no martelo de impacto. Os testes foram executados nas direções de corte e avanço, e coletados 10 sinais de aceleração para cada arranjo.

Os dados coletados foram processados no *software* MATLAB para determinar a FRF do porta ferramenta, na qual, foram realizadas médias utilizando as FRFs dos sinais para obter uma única de melhor qualidade. As FRFs foram calculadas a partir do estimador espectral H_1 implementado pela função *tfestimate()* (SHIN; HAMMOND, 2008). A Figura 18(a) apresenta a FRF do porta-ferramenta quando o mesmo é excitado na direção de corte evidenciando um pico de vibração na frequência de 1102 Hz, próxima a primeira ressonância 1124,9 Hz encontrada no ANSYS. A Figura 18(b) apresenta a coerência desse sinal, que mostra a qualidade da estimativa da FRF, onde, quanto mais próximo de 1 é melhor a qualidade do sinal coletado. Mostrando que para frequências muito baixas o sinal não é bem retratado.

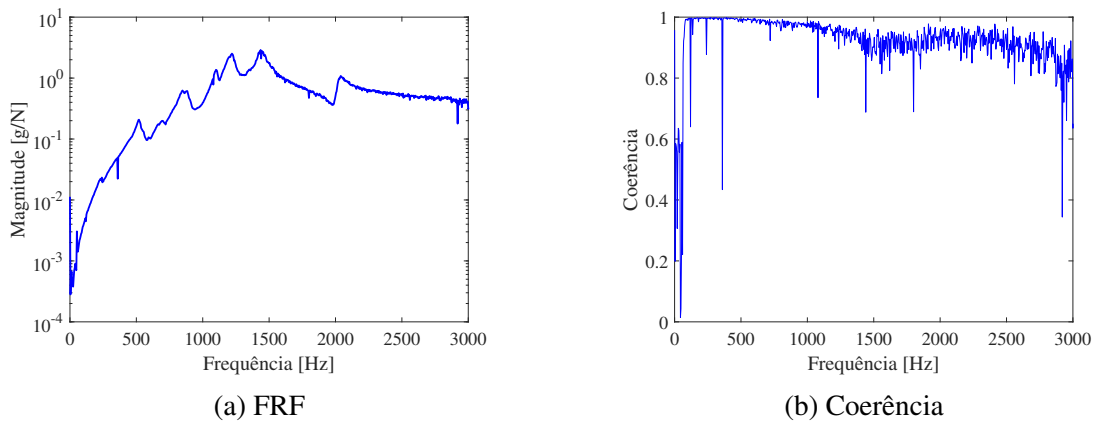
Quando a estrutura é excitada na direção de avanço, conforme demonstrado na Figura 19(a), surgem diversos picos de vibração entre as frequências 500 e 1500 Hz. Esses picos podem pertencer a alguma parte da máquina-ferramenta que tem menor rigidez e é excitado apenas nessa direção. As frequências de ressonância encontradas na simulação do ANSYS nesse intervalo não ficam tão evidentes quanto as obtidas na FRF na direção de corte do sistema. No entanto, nota-se um aumento na magnitude das vibrações próximo de 2050 Hz e é provável que essa seja a ressonância do modo de flexão horizontal, 2º modo de vibração em 2072,5 Hz determinado no ANSYS.

Figura 18 – FRF e coerência na direção de corte



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 19 – FRF e coerência na direção de avanço



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

4.3 Identificação de parâmetros equivalentes

Utilizando a função de resposta em frequência geradas com o teste modal é possível determinar os valores de massa e rigidez equivalente bem como o fator de amortecimento para um sistema de um grau de liberdade (1GDL). A massa equivalente (m_{eq}) pode ser determinada a partir da equação da aceleração (Eq. 38). A aceleração apresenta a resposta do sistema em aceleração quando aplicada uma determinada força, que se trata da função de resposta em frequência apresentado nas Figuras 18 e 19.

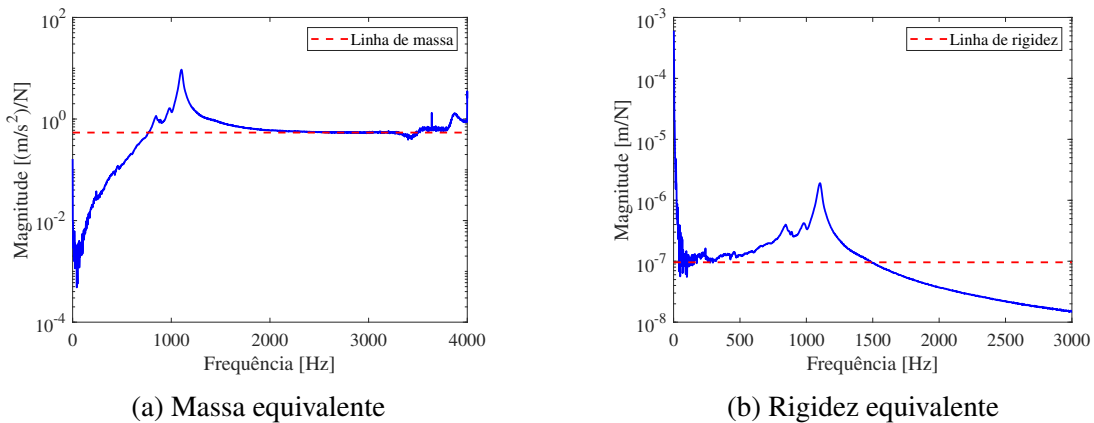
$$\frac{X}{F_0} = \frac{1}{(k - m\omega^2) + ic\omega} \quad ,se \quad \omega \rightarrow 0 \implies \frac{X}{F_0} = \frac{1}{k} \quad (37)$$

$$\frac{A}{F_0} = \frac{(i\omega)^2}{(k - m\omega^2) + ic\omega} \quad ,se \quad \omega \rightarrow \infty \implies \frac{A}{F_0} = \frac{1}{m} \quad (38)$$

Assim, ao analisar essa função quando ω tende ao infinito, Eq. 38, nota-se que ela tende

ao valor inverso da massa equivalente do sistema. Sendo assim, utilizando a FRF gerada no teste de impacto é possível determinar esse valor. Essa abordagem é mostrada na Figura 20(a), onde a linha vermelha representa a massa determinada. Para a rigidez equivalente (k_{eq}) funciona de forma parecida utilizando a função de receptância, Eq. 37, que relaciona o deslocamento do sistema com a força aplicada. Entretanto, agora o ω tende a 0 conforme apresentado na Figura 20(b).

Figura 20 – Máquina-ferramenta



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Para estimar o valor do fator de amortecimento usou-se o método de meia potência, Eq. 39. Primeiro é utilizada a amplitude (A_{max}) da frequência de ressonância do sistema (ω_n) como ponto de referência, divide essa amplitude por raiz de dois para determinar a amplitude das frequências anterior (ω_a) e posterior (ω_b), e assim, com base no afastamento delas é determinado o fator de amortecimento (ζ). Esse método é descrito em Rao (2010). Sendo assim, os parâmetros determinados foram: 0,1894 kg de massa; $9,1667 \times 10^6$ N/m de rigidez; 0,0145 de fator de amortecimento.

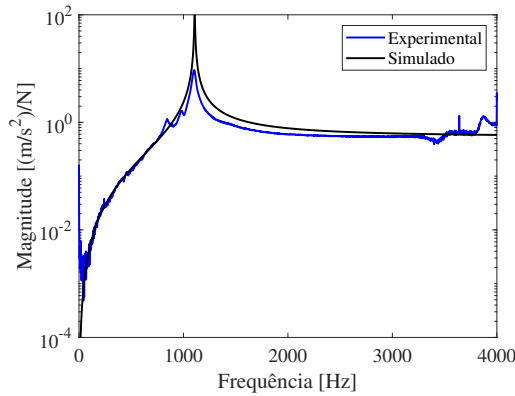
$$A_{max} \rightarrow \frac{A_{max}}{\sqrt{2}} \rightarrow \zeta = \frac{\omega_b - \omega_a}{2\omega_n} \quad (39)$$

Portanto, com os valores acima determinados foi gerada a FRF de um sistema de um grau de liberdade, Figura 21, para comparar com o coletado por meio do teste modal e posteriormente simular o DLE. Com isso, pode-se ver que sistema apresenta mesmo comportamento do sistema de 1 GDL, pelo menos na primeira ressonância à qual os parâmetros foram sintonizados.

4.4 Diagrama de lóbulos de estabilidade

Após realizado o teste modal e processados os dados coletados, foram gerados o DLE da máquina ferramental em estudo e utilizando os parâmetros equivalentes é gerada outro DLE simulado com modelo de 1GDL. Ainda que bem ajustado o modelo com os parâmetros equivalente, conforme mostrado na Figura 21, não representa com bastante fidelidade a máquina

Figura 21 – Comparação da FRF

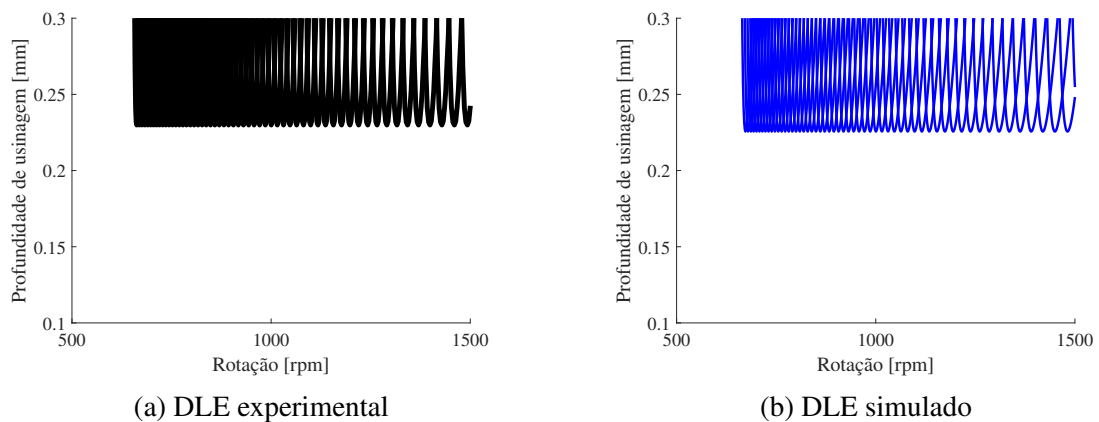


Fonte: Elaborado pelo próprio autor

ferramenta. Pois, o limite de estabilidade é sensível a pequenas variações nos parâmetros equivalentes, principalmente o fator de amortecimento. Dessa forma, os valores determinados na seção anterior geraram um diagrama com limite de estabilidade ainda mais distante do limite apresenta na figura 22 e foram atualizados. Os valores de rigidez e massa equivalentes foram mantidos, mas no fator de amortecimento foi feito um ajuste saindo de 0,0145 para 0,0205.

O diagrama experimental, Figura 22(a), apresenta um limite de estabilidade absoluto de 0,2299 mm, determinado utilizando os dados coletados no teste modal. Esse limite de estabilidade foi utilizado como referência no planejamento dos experimentos. Para o DLE simulado, Figura 22(b), o limite é de 0,2256 mm. Mostrando que, se os parâmetros equivalentes do modelo estiverem bem ajustado é possível determinar o limite de estabilidade aproximado do real, encontrado realizando um teste modal. Demonstrando que com o modelo de 1 GDL pode ser gerado um DLE confiável.

Figura 22 – DLE Experimental e simulado



(a) DLE experimental

(b) DLE simulado

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

5 EXPERIMENTOS DE TORNEAMENTO DA LIGA TI-6AL-4V ELI

Os experimentos foram realizados tendo como base o planejamento de experimentos e analisados os resultados. O método de Taguchi foi utilizado para planejamento dos experimentos, tendo como objetivos a rugosidade superficial e vibrações das peças, variando os parâmetros de usinagem, a saber: velocidade de corte, avanço e profundidade de usinagem.

5.1 Planejamento dos experimentos

No planejamento dos experimentos foi usado o método de Taguchi que é uma ferramenta poderosa para o projeto de sistemas, fornece uma abordagem simples, eficiente e sistemática para otimizar projetos para desempenho, qualidade e custo (YANG; TARNG, 1998). Além de minimizar o número de experimentos, o método de Taguchi fornece o impacto de cada parâmetro, assim como a interação entre si, sobre o objetivo final a ser analisado (DEBNATH; REDDY; YI, 2016).

Dessa forma, para cada parâmetros de corte: velocidade de corte (v_c), avanço (f) e profundidade de usinagem (a_p), foram empregados três níveis, originando uma matriz ortogonal L9, com nove experimentos. As demais condições de usinagem foram mantidas constantes (material usinado, ferramenta e refrigeração), trocando apenas a ponta da ferramenta de corte em cada teste. Destaca-se que o material usinado foi a liga de titânio Ti-6Al-4V ELI, cuja usinagem exibe uma série de particularidades em termos de vibrações autoexcitadas (CHIAPPINI et al., 2014).

As velocidades foram escolhidos visando atingir baixa e alta rotação, o avanço foi com base no incerto utilizado e a profundidade de usinagem a partir do DLE gerado, Figura 22(a), de modo que os níveis mais altos de profundidade de usinagem visavam o aparecimento de *chatter* no processo. A Tabela 3 apresenta o planejamento realizado.

Tabela 3 – Planejamento de experimentos

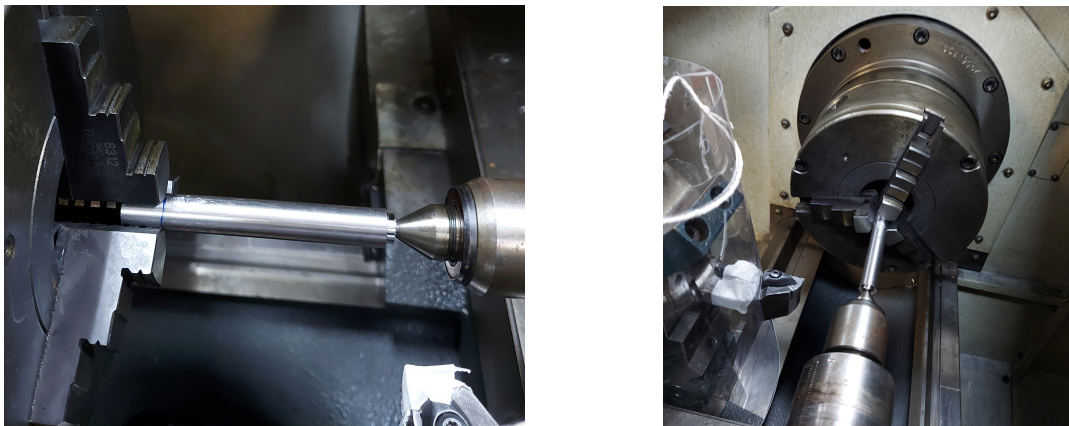
Teste	v_c (m/min)	f (mm)	a_p (mm)
#1	30	0,10	0,2
#2	30	0,15	0,4
#3	30	0,20	0,8
#4	60	0,10	0,4
#5	60	0,15	0,8
#6	60	0,20	0,2
#7	90	0,10	0,8
#8	90	0,15	0,2
#9	90	0,20	0,4

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Os corpos de provas confeccionados para os testes possuem formato cilíndrico com 14 mm de diâmetro e comprimento de 100 mm total, dos quais, 80 mm são usinados e 20 mm fixado na placa, conforme Figura 23(a). Em cada teste foi utilizado um único corpo de prova, na qual, a região usinada foi dividida em 3 partes e foram feitas as análises de rugosidade e vibração para cada região, funcionando assim como replicas do teste. Foram coletados e analisados, a vibração (RMS) do porta-ferramenta e os parâmetros de rugosidade: Rugosidade média (R_a), Rugosidade máxima (R_z), assimetria do perfil (R_{sk}) e a curtose (R_{ku}).

Todos os testes foram realizados em corpos de provas diferentes e de modo similar ao teste de impacto, a aquisição dos sinais de vibração foram coletados nas duas direções, corte e avanço, usando o mesmo equipamento ilustrado na Figura 23(b) e, posteriormente, coletada a rugosidade de cada corpo. Como o material apresenta uma alta resistência e um inserto danificado pode ser utilizado no seguinte teste alterando os resultados, em cada teste foi trocada a ponta do inserto rotacionando o mesmo em seu encaixe no porta-ferramentas.

Figura 23 – Arranjo experimental do teste de usinagem



(a) Corpo de prova

(b) Vista geral do arranjo

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Após o tratamento dos dados, o método de Taguchi propõe que seja analisada a resposta média de cada combinação no arranjo interno, e que a variabilidade seja analisada escolhendo uma razão sinal-ruído (SN), derivada da função quadrática de Taguchi para perda de qualidade. São elas, melhor nominal (SN_T) para reduzir a variabilidade em torno de um valor nominal, maior melhor (SN_L) quando pretende maximizar os resultados e quanto menor melhor (SN_S), Eq. 40, usada quando é desejado reduzir os resultados. Na qual, y_i é o resultado de cada observação e n o número de níveis. Neste trabalho razão sinal-ruído quanto menor melhor será utilizada.

$$SN_S = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (40)$$

Com todos os experimentos realizados, foi utilizado o sistema de avaliação tridimensional de imagens Alicona InfiniteFocus SL para obter os parâmetros de rugosidade das peças

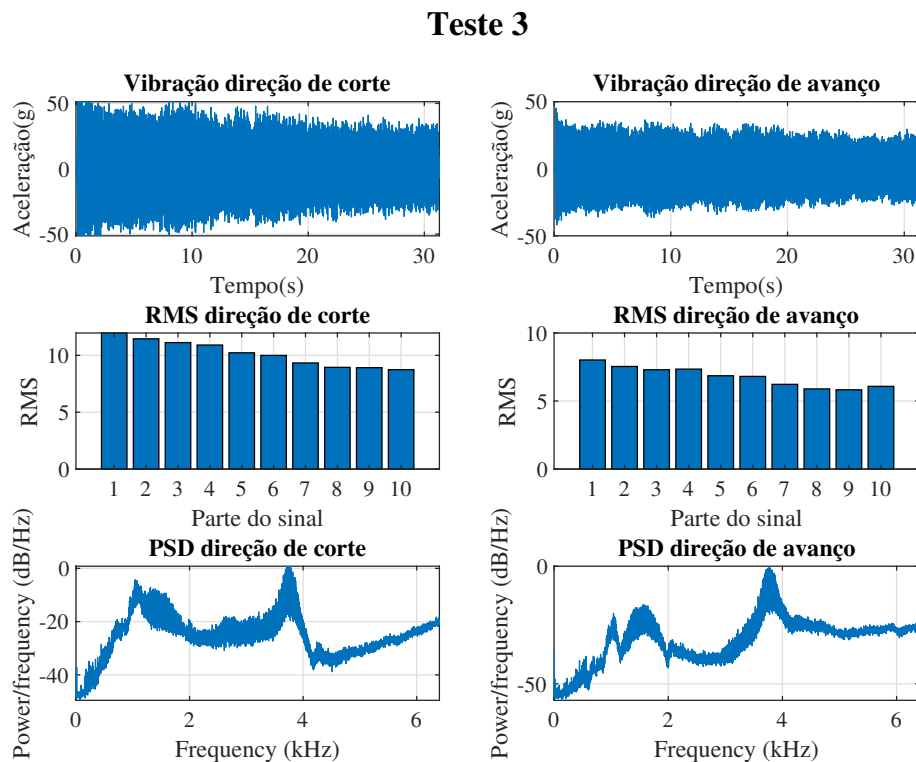
usinadas. Posteriormente, os resultados de rugosidade e vibrações coletadas serão analisados, para entender a influência de cada parâmetro sobre os resultados obtidos (FILHO et al., 2016). Para complementar a análise de rugosidade, especificamente a rugosidade média (R_a), foram calculados os valores teóricos desse parâmetro, conforme mostrando na Eq. 41. Onde, pode-se notar que os únicos parâmetros utilizados no calculo são avanço (f) e raio de ponta (r_ϵ) (MACHADO et al., 2015).

$$Ra = \frac{f^2}{31,2r_\epsilon} \quad (41)$$

5.2 Análise de vibração

Os dados de vibração que foram coletados durante o processo de usinagem, cada um com tempo de aquisição diferente devido a velocidade de corte e avanço diferentes, foram processados separadamente analisando seu nível RMS. Por terem sido realizados diversos testes, será apresentado apenas uma das análises nesse capítulo, mas todas as figuras restantes estarão no apêndice A. Inicialmente todos os sinais foram analisados no domínio do tempo, tentando identificar algum padrão ou diferença entre os dados coletados. O que mais se diferenciou dos outros foi o teste 3 ilustrado na Figura 24.

Figura 24 – Vibração do teste 3

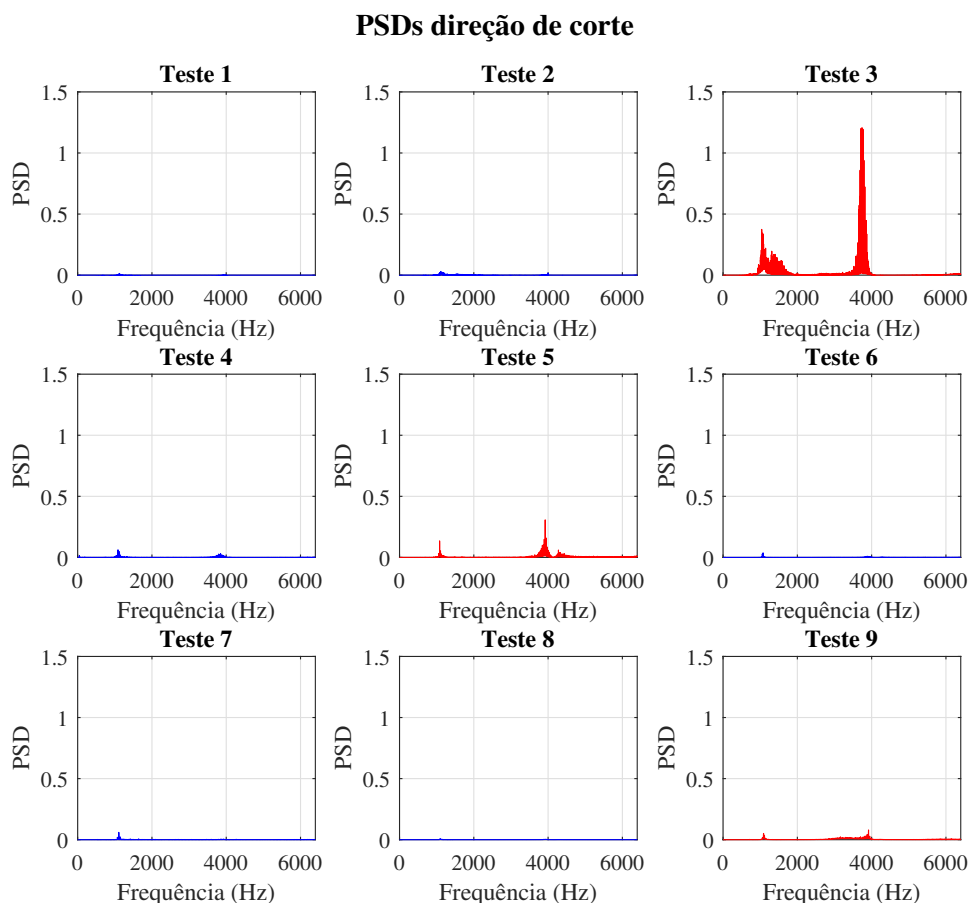


Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Como é possível observar, o sinal começa com um alto nível de vibração que vai reduzindo no decorrer do tempo. Comportamento esse, devido ao aumento da rigidez a medida que a ferramenta de corte chega mais próxima da região onde o corpo de prova é fixado. Além de que, esse teste apresentou o maior nível de vibração dentre todos (verificar apêndice A). Onde, provavelmente, teve o surgimento de *chatter* durante o processo. Na segunda linha da Figura 24 temos o sinal que foi dividido em 10 partes iguais e calculado o valor RMS delas. É evidente, e esperado, que o gráfico de barras apresenta o mesmo comportamento do sinal de vibração, alto RMS no início que decai com o tempo.

Por ultimo, decidiu-se analisar a PSD dos dados coletados. Ao comparar as PSDs ilustradas em uma mesma escala de grandeza, Figura 25, nota-se que o teste 3 foi o que apresentou o maior nível de vibração de todos os testes. Seguido pelos testes 5 e 9 que estão marcados de vermelho na figura. E esses mesmos testes apresentam a frequência dominante (maior amplitude) por volta de 4 kHz.

Figura 25 – PSD dos sinais em mesma escala de grandeza

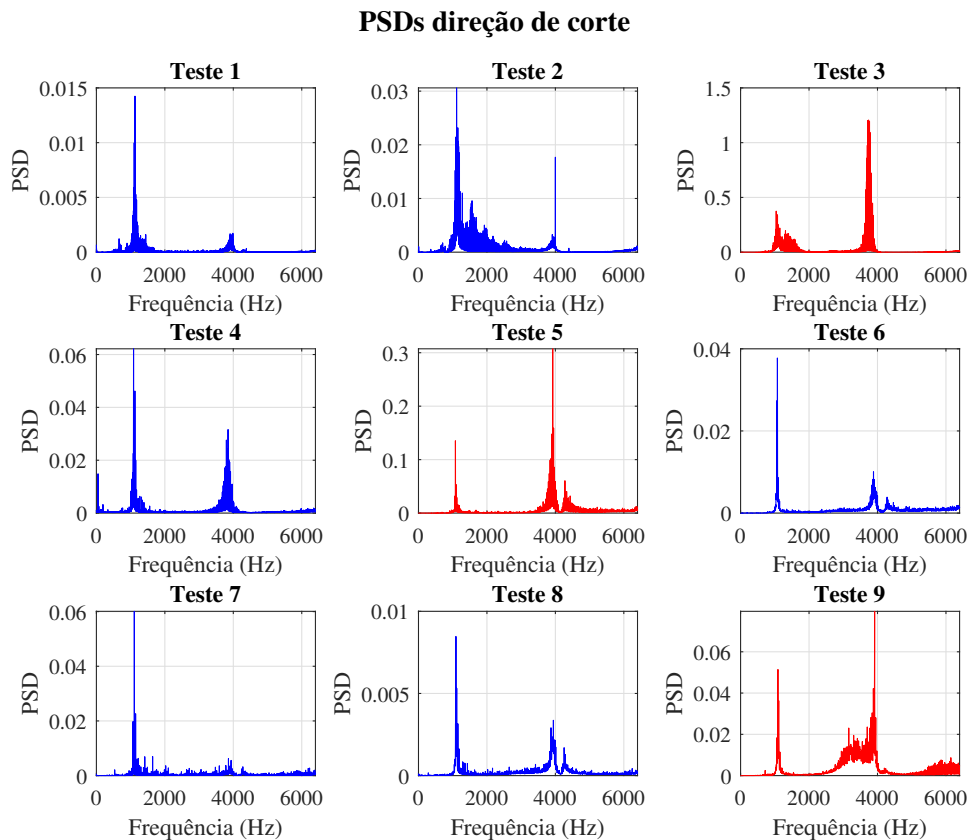


Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Na Figura 26 mostrando as PSDs em escalas próprias adequadas à cada caso, pode-se observar mais claramente que, apenas os testes 3, 5 e 9 são os apresentam o segundo pico de

frequência como a dominante. Quais, conforme a Figura 27, são os testes que possuem o maior nível RMS. Os outros testes tem a frequência dominando aproximadamente em 1,1 kHz. Nos resultados das simulações realizadas no ANSYS, Figura 16 e Tabela 2, essas frequências são próximas respectivamente das frequências para modos de flexão na vertical em 1124,9 Hz e torção em 4203,5 Hz.

Figura 26 – PSD dos sinais em escalas diferentes de grandeza

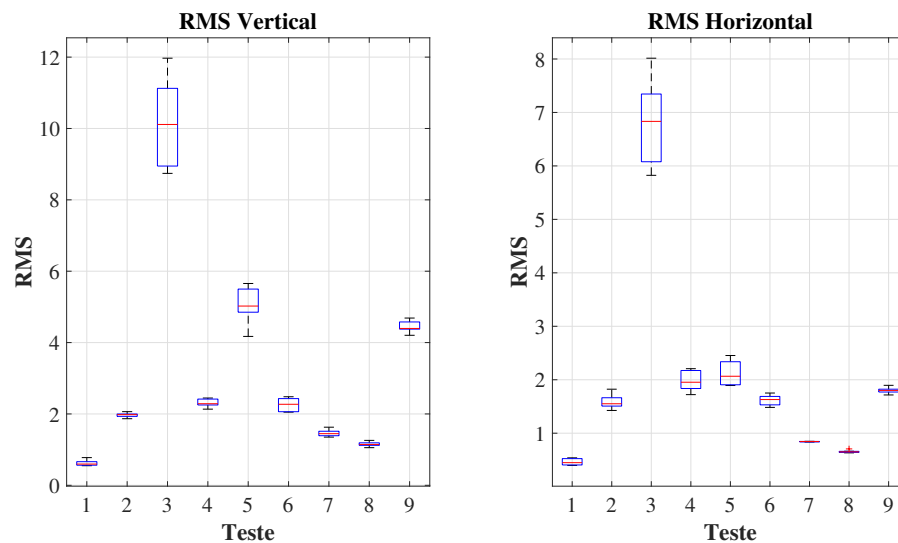


Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Como o porta-ferramentas coloca a aresta de corte do inserto em posição afastada da linha de centro longitudinal da mesma (vide Figura 14), acredita-se que a vibração autoexcitada se manifestou como uma ampliação da vibração no modo de torção da mesma. Isso não é um comportamento tipicamente observado na literatura onde os primeiros modos de flexão da ferramenta geralmente são os que ficam evidentes durante a ocorrência de *chatter* (WANG et al., 2010), mas pode ser resultado da diminuição de espessura do porta-ferramentas.

Na Figura 27 são apresentadas todos os valores RMS de todos os 9 testes realizados, que foram divididos em 10 partes cada. O gráfico utilizado é o *boxplot* pois nele torna-se fácil de observar a variação dos valores para cada teste. A linha vermelha em cada barra representa o valor médio de RMS do teste e as barras superiores e inferiores representam os valores máximos e mínimos, respectivamente.

Figura 27 – Boxplot do RMS dos sinais de vibração capturados durante o processo de corte.



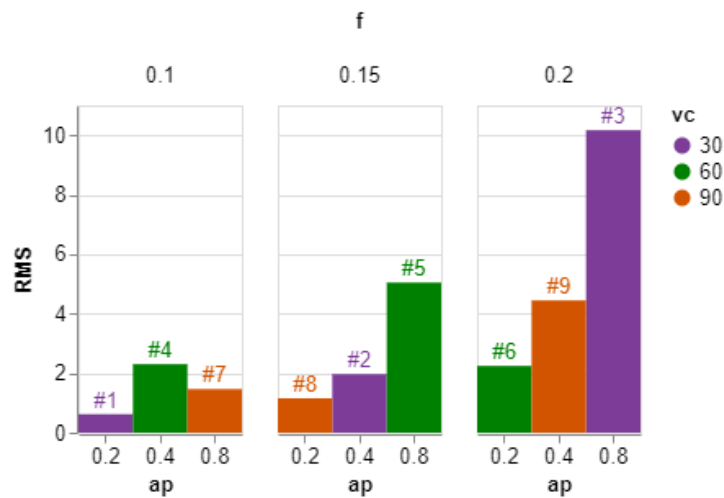
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Dessa forma, fica claro que o teste 3 apresenta o maior RMS e a maior variação no decorrer do sinal nas direções de corte e avanço. Logo em seguida temos os testes 5 e 9 na direção de corte que se destacam dos restantes. Na direção de avanço, todos os testes exceto o 3 apresentam valores em torno de 1,5 RMS. Afim de complementar a análise, a figura 28 mostra o valor médio do RMS de cada teste em função dos parâmetros utilizados.

Quando comparadas as Figuras 27 e 28, nota-se que a tendência é de que maiores profundidades de usinagem e avanços geram maiores níveis de vibração. Conforme apresentado no DLE, Figura 22(a), a_p maior que 0,23, aproximadamente, o processo já opera na zona de instabilidade. Complementar a isso, é gerada maior força de corte devido aos altos níveis de avanço e profundidade de usinagem. Dessa forma, foi observado que os testes com alto RMS são nos quais foram utilizados maior nível de a_p e f intermediário e maior, entretanto, a velocidade eram as mais baixas.

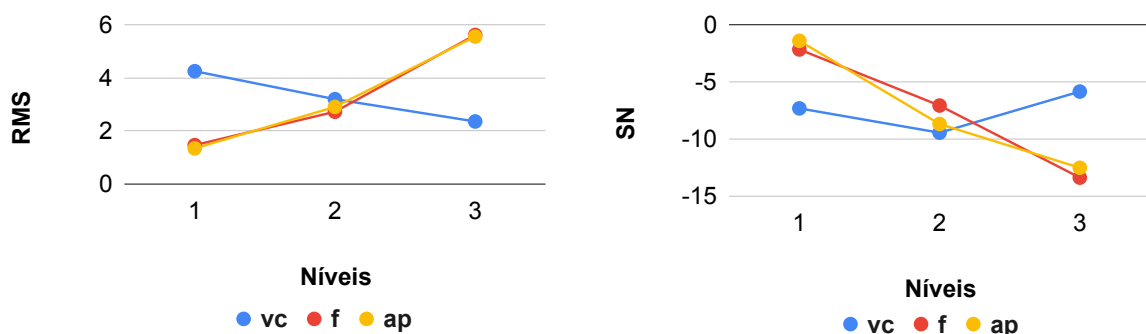
Para analisar a influência dos parâmetros sobre o RMS de forma mais robusta, foram calculadas a variância que cada nível dos parâmetros gerou. Assim, foram geradas as Figuras 29(a) para as médias e a Figura 29(b) da razão sinal-ruído para cada teste. Analisando as figuras é observado uma tendência do RMS ser afetado mais pelo avanço e profundidade de usinagem, pois apresentam uma alta variação na medida que é mudado o nível e isso não ocorre com a velocidade. Na verdade, ao aumentar a velocidade de corte, Figura 29(a), ocorre a redução na média do RMS, pois, dessa forma são reduzidas as forças de cortes (ARRAZOLA et al., 2009) e, conseqüentemente, as vibrações. Com o SN_S é confirmado essa tendência, mostrando uma grande variação dos RMS quando variado o nível desses dois parâmetros enquanto a velocidade permanece quase que constante, baixa influência.

Figura 28 – RMS médio por teste



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 29 – Médias e SN_S do valor RMS



(a) Médias do RMS

(b) SN_S do RMS

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

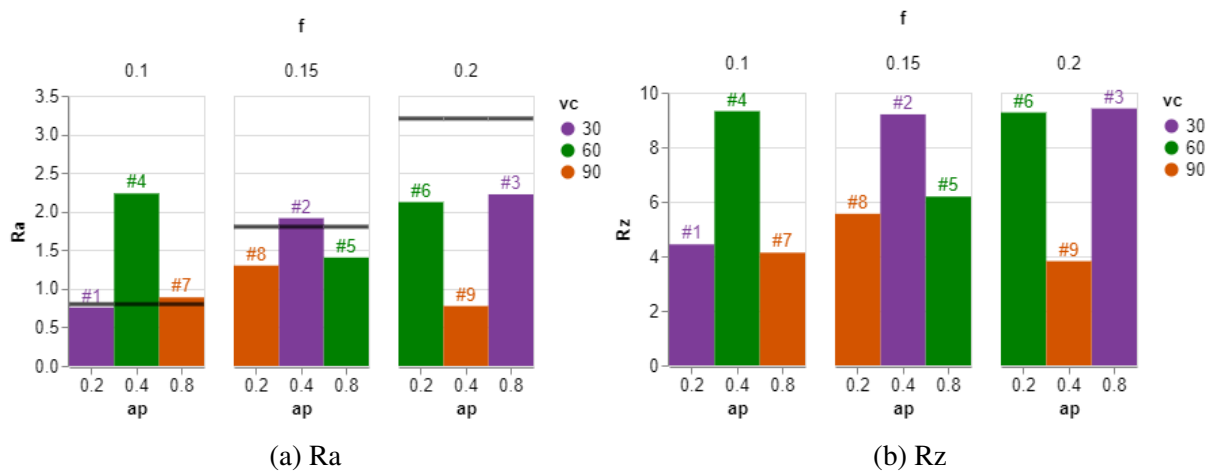
5.3 Análise da rugosidade

Para analisar a influência dos parâmetros na rugosidade dos corpos de provas usinados foram comparados os parâmetros rugosidade média (R_a), rugosidade máxima (R_z), assimetria do perfil (R_{sk}) e a curtose (R_{ku}) que determina o formato dos picos e vales. Dessa forma, as Figuras 30(a) e 30(b) mostram as rugosidades médias e máxima de cada teste, e a linha preta na Figura 30(a) representa a rugosidade média teórica para cada teste.

Inicialmente, observa-se que nas duas figuras o teste 3 apresenta os maiores valores de rugosidades média e máxima, juntamente com os testes 2, 4 e 6. Além disso, os testes 2, 4 e 7 apresentaram um R_a maior que o teórico, que não é esperado. Todavia, pode-se notar que isso ocorre apenas nos testes quais foram utilizadas os menores avanços, 0,1 e 0,15, onde, dois desses testes são com o menor avanço. Complementar a isso, de acordo com a NBR 8404 na Tabela 4, as peças dos testes 2, 3, 4 e 6 são classificadas com rugosidade de classe N 7, pois apresentam um R_a maior que $1,6\mu m$. Os testes 8 e 5 também são classificados como N 6, e os demais da

classe N 5 por apresentarem R_a menor que $0,8\mu m$.

Figura 30 – Rugosidade média e máxima



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Tabela 4 – Característica da rugosidade

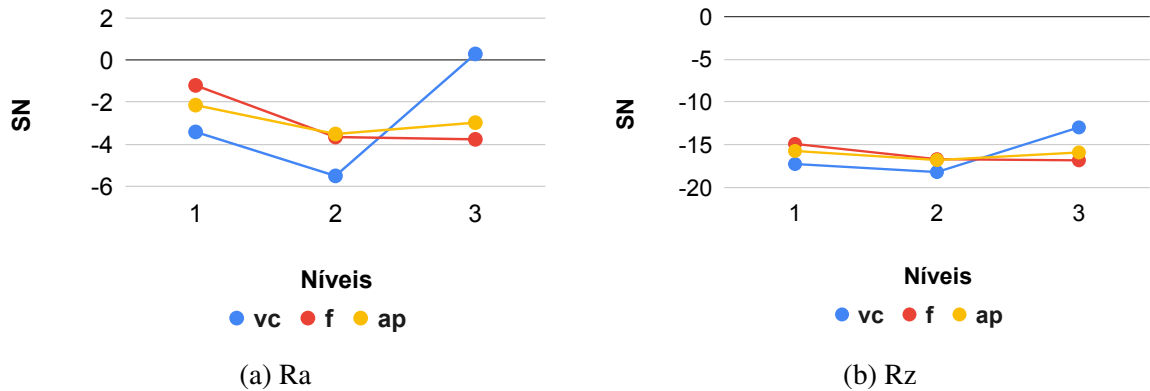
Classe de rugosidade	Rugosidade média $R_a(\mu m)$
N 12	50
N 11	25
N 10	12,5
N 9	6,3
N 8	3,2
N 7	1,6
N 6	0,8
N 5	0,4
N 4	0,2
N 3	0,1
N 2	0,05
N 1	0,025

Fonte: NBR (1984)

Ainda, com a Figura 30 pode-se ver que as peças usinadas com maior velocidade de corte, 90 (m/min) possuem menores rugosidades mesmo quando utilizados alto valor de avanço e profundidade de usinagem. Uma vez que, o aumento da velocidade de corte implica em forças de cortes reduzidas. Para visualizar se esses parâmetros tendem a influenciar a rugosidade das peças, a Figura 31 apresenta a razão SN das rugosidades. As Figuras 31(a) e 31(b) mostram que as rugosidades das peças tendem a variar mais quando é alterado o valor da velocidade de corte, comportamento totalmente oposto ao observado com o RMS.

Os valores de R_{sk} e R_{ku} servem para saber qual o forma e curva de distribuição do tamanho dos picos e vales das peças. Para o $R_{sk} > 0$ a rugosidade é composta de picos pontiagudos e grandes vales, $R_{sk} < 0$ tem picos achatados e vales pequenos. O R_{ku} apresenta a curva de

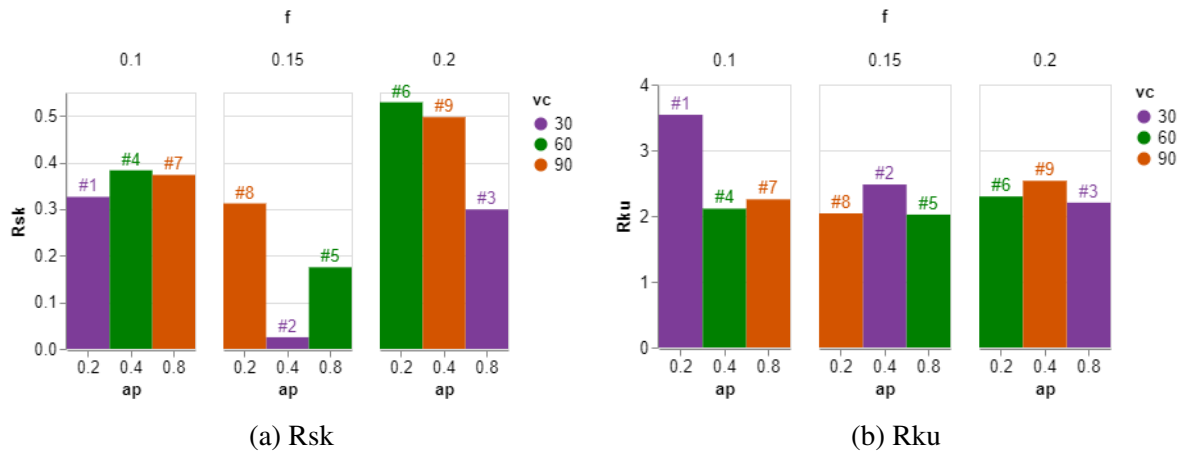
Figura 31 – SN da rugosidade média e máxima



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

distribuição de largura de picos e vales. Peças com $R_{ku} > 3$ a curva de distribuição é estreita, denotando grande repetibilidade, e $R_{ku} < 3$ a distribuição é irregular. As figuras 32(a) e 32(b) apresentam os valores de R_{sk} e R_{ku} , respectivamente, dos corpos de provas. Todas as peças possuem R_{sk} maior que zero, logo são compostas de picos pontiagudos. As amostras, exceto a do teste 1, apresentaram R_{ku} menor que três, possuindo assim, uma distribuição irregular da largura dos vales e picos. Sendo assim, as rugosidades das peças são compostas por picos e grandes vales com distribuição da larguras irregulares.

Figura 32 – Assimetria e curtose da rugosidade



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

6 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS EFEITOS DO *SHUNT* PIEZOELÉTRICO

Para que o objetivo da pesquisa de investigar a eficiência do dispositivo *shunt* piezoelétrico para mitigar *chatter* no processo de torneamento sejam alcançados, inicialmente um estudo numérico das vibrações autoexcitadas foi realizado para entender o funcionamento do efeito regenerativo durante o processo de corte a partir do modelo mostrado na equação (3) como demonstrado por Altintas (2012). Em seguida, foi simulado o processo vibratório do processo com o dispositivo *shunt* piezoelétrico acoplado ao porta-ferramenta. Por fim, foram feitas simulações do porta ferramenta com e sem o dispositivo *shunt* piezoelétrico e depois analisada o impacto de variações nos componentes do circuito elétrico, a resistência e indutância.

6.1 Simulação do processo de corte e do DLE

Nessa simulação o comportamento do porta-ferramenta é adotado como de uma viga engastada de modo que as propriedades desta estrutura são representadas por parâmetros equivalentes de massa e rigidez, formando um sistema simples com um grau de liberdade.

O porta-ferramenta utilizado nestas simulações é o mesmo empregado nos experimentos operacionais, Figura 14(a), com dimensões descritas na Tabela 5 e seu formato simplificado para o de uma viga retangular simples de aço como material de composição. Dimensões essas iguais as utilizadas para simular o porta-ferramenta no ANSYS. O fator de amortecimento (ξ), rigidez (k_{eq}) e massa equivalente (m_{eq}) são os valores determinados na seção 4.3. A constante de corte (K_f) usada é específica para a liga de titânio Ti-6Al-4V que consta no catálogo da Sandvik Coromant (2011). Os parâmetros do piezoelétrico utilizados foram tidos como referência o modelo PZT-5A da empresa SINOCERA por ser uma das cerâmicas mais utilizadas na literatura (VENTER et al., 2016).

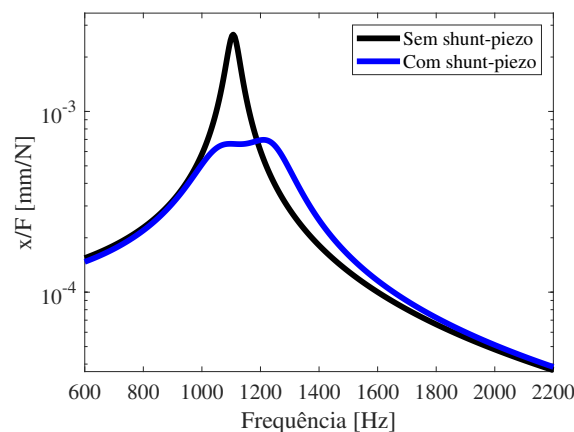
Tabela 5 – Parâmetros para simulação

Parâmetro	Valor
Comprimento (L)	75,5 mm
Altura da haste (h)	12,5 mm
Largura da haste (b)	25 mm
Massa equivalente (m_{eq})	0,1894 kg
Fator de amortecimento (ξ)	0,0205
Rigidez equivalente (k_{eq})	$9,1667 \times 10^6$ N/m
Constante de corte (K_f)	1700 MPa
Capacitância do PZT (C_{PZT})	6,9 nF
Resistência ótima (R_{OTIMO})	6,2 k Ω
Indutância ótima (L_{OTIMO})	2,8 H

Fonte: Sandvik Coromant (2011), Viana e Steffen (2006) e próprio autor

Ao realizar as simulações dos processos, foi possível comparar o processo de corte sem e com o dispositivo *shunt* piezoelétrico. A Figura 33 apresenta as funções de resposta em frequência dos processos em escala logarítmica. Nota-se uma redução nas amplitudes das vibrações, principalmente nas proximidades da frequência de ressonância. Ainda, como consequência do uso do dispositivo *shunt*, surgiram dois picos suaves de frequências de ressonância no lugar de apenas um. Isso é a principal característica de atuação do *shunt* piezoelétrico, como já mencionado anteriormente.

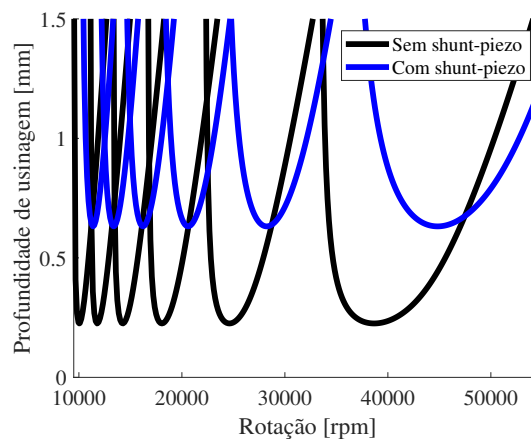
Figura 33 – Comparação das FRF dos processos simulados



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Na Figura 34, pode-se observar um aumento no limite de estabilidade absoluta, saindo de aproximadamente 0,2256 mm para 0,6318 mm nas condições sem e com *shunt* piezoelétrico, respectivamente. Com isso, pode ser comprovada a eficiência do dispositivo em mitigar *chatter* no processo de torneamento aumentando o limite de estabilidade.

Figura 34 – Comparação do DLE dos processos simulados



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

6.2 Estudo paramétrico do circuito *shunt* ressonante

Notou-se a necessidade de entender como o dispositivo funciona quando os parâmetros do circuito elétrico são variados, principalmente por nem sempre ser possível utilizar o componente com a mesma magnitude do determinado analiticamente. Sendo assim, essa seção tem como foco observar e analisar qual o efeito de variações em cada componente do circuito *shunt*.

Para isso, foram simulados os processos de corte variando a resistência (R) e indutância (L) elétrica, mantendo um dos parâmetros constante enquanto varia o outro, conforme apresentado na Tabela 6. Para variação da resistência foram tomadas como referência os valores comercialmente disponíveis. A magnitude da indutância determinada de forma analítica, 2,8 H, não é possível encontrar comercialmente, logo, os valores variados foram selecionados de forma aleatória.

Tabela 6 – Variação dos parâmetros para simulação

	Resistência (k Ω)	Indutância (H)	Profundidade absoluta (mm)
Variando resistência	4,7		0,6296
	5,6		0,6375
	6,2	2,8	0,6318
	7,5		0,5964
	9,1		0,5337
Variando indutância		2,3	0,6865
		2,6	0,7768
	6,2	2,8	0,6318
		3	0,5550
		3,2	0,4609

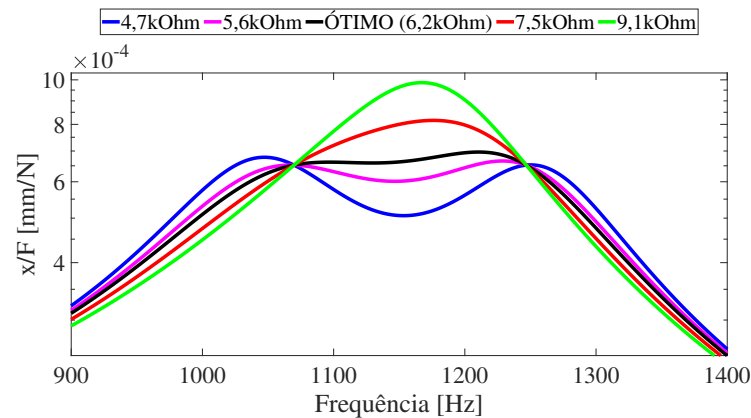
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Analisando as FRF's geradas ao variar a resistência na Figura 35, a primeira observação que pode-se fazer é a visualização mais explícita das duas frequências de ressonância, principalmente com resistência de valores menores. Nos casos de baixas resistências a tensão gerada no piezoelétrico fica livre para percorrer o circuito *shunt*, demonstrando os 2 GDL de quando acoplado o dispositivo. Para resistência muito alta a tensão não consegue percorrer o circuito *shunt*, apresentando apenas uma ressonância como se o dispositivo não estivesse conectado na estrutura. Comportamento semelhante a de circuito aberto.

Ainda, pode-se observar que para o valor de resistência, 5,6 k Ω , o dispositivo apresenta desempenho próximo ao com a resistência ótima, na qual, apresenta amplitudes aproximadas nas frequências de ressonância e menor amplitude na região entre elas. No entanto, para valores muito acima ou abaixo, percebe-se o aumento da amplitude das vibrações nas frequências de ressonância. Com resistência muito abaixo, a amplitude das frequências volta à aumentar assim como a antirressonância entre elas fica maior e mais evidente.

Observando o DLE na Figura 36 pode-se notar comportamento similar ao demonstrado

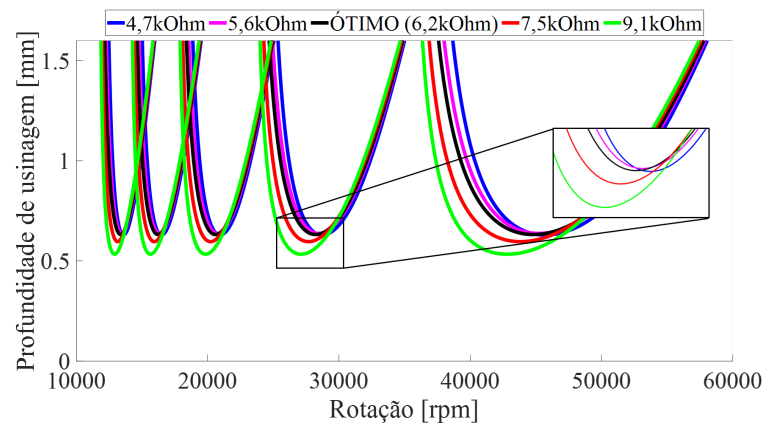
Figura 35 – FRF do sistema variando a resistência elétrica



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

nas FRF's. A resistência de 5,6 k Ω apresentou uma profundidade de usinagem maior que o valor ótimo, entretanto, ao reduzir um pouco o valor para 4,7 k Ω esse limite passa a ser menor que o valor ótimo. E para os valores acima do ótimo, quando o circuito funciona como se estivesse aberto, têm-se um limite de estabilidade menor que nas outras condições.

Figura 36 – DLE do sistema variando a resistência elétrica

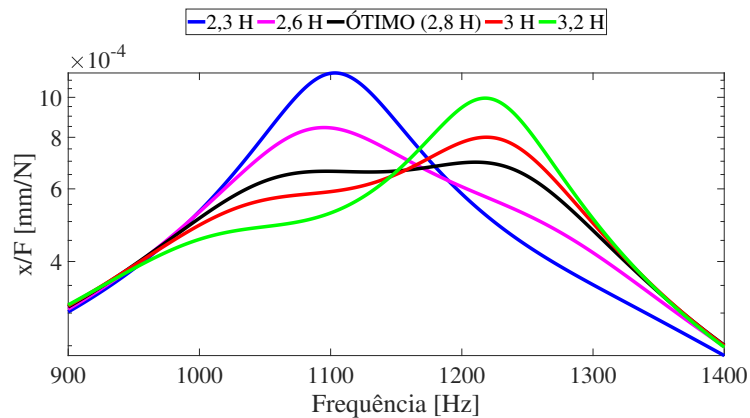


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Simulando o sistema variando a indutância elétrica observa-se nas FRF's, Figura 37, que o dispositivo passa a atuar apenas sobre umas das frequências de ressonância. Utilizando valores acima do ótimo o dispositivo suprime a primeira ressonância e a amplitude da segunda aumenta. Assim como, para valores abaixo do ótimo, o dispositivo suprime a segunda frequência mas aumenta a amplitude da primeira frequência. Comportamento esse que pode ser útil, uma vez que, caso deseje-se trabalhar em uma dessas regiões é interessante conseguir reduzir a amplitude das frequências.

No entanto, ao analisar o DLE na Figura 38 nota-se que, diferente do que foi observado na FRF, com 2,6 H de indutância tem-se um limite de estabilidade absoluta maior que o ótimo.

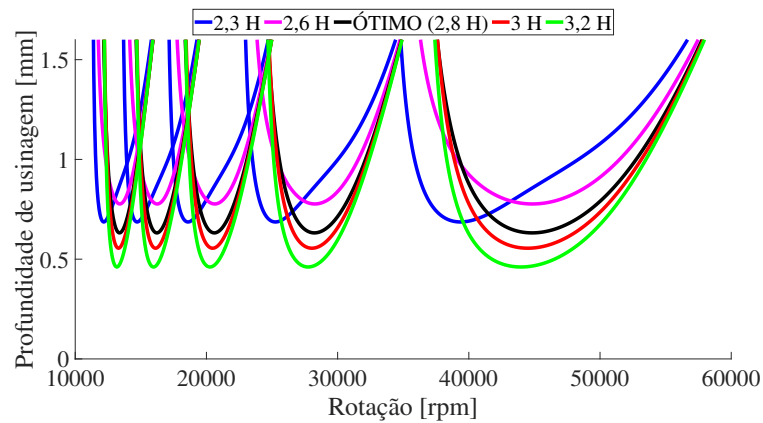
Figura 37 – FRF do sistema variando a indutância elétrica



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Entretanto, com 2,3 H o limite diminui e volta a ser próximo do ótimo. Mostrando que, existe uma faixa de valor que pode-se obter um maior limite de estabilidade. Ainda, para valores de indutância acima do ótimo o dispositivo apresenta um limite de estabilidade menor. Sendo assim, fica evidente que existe uma faixa de valores de resistência e indutância que podem ser utilizados para obter um processo com maior limite de estabilidade, entretanto, a amplitude das frequências podem ser maior.

Figura 38 – DLE do sistema variando a indutância elétrica



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

7 CONCLUSÃO

Os resultados desenvolvidos apresentaram de forma numérica a eficiência do dispositivo *shunt* piezoelétrico em mitigar *chatter* no processo de torneamento. Onde, foi possível realizar a modelagem dinâmica da ferramenta, obtendo um comportamento similar ao real, e observar a possibilidade de aumentar o limite de estabilidade do processo quando variados os parâmetros do circuito *shunt*.

Nos experimentos do processo de usinagem realizados, sem o dispositivo *shunt* piezoelétrico, utilizando o método de Taguchi para dimensionar e planejar os testes, foi possível notar que os parâmetros de profundidade de usinagem e avanço tem a tendência de influenciar o valor RMS do processo. Os testes que tinham maior nível desses parâmetros apresentou um maior valor RMS. Para a rugosidade ocorre o inverso quando analisadas as rugosidades média e máxima das peças usinadas. A análise mostrou que a velocidade tende a influenciar a rugosidade ao invés do avanço e profundidade de usinagem. Entretanto, devido ao pequeno número de amostras não foi possível afirmar com confiança estatística.

Nas simulações do processo de usinagem com o dispositivo acoplado, foi possível notar que ao variar a resistência e indutância do circuito *shunt* ocorre um aumento ou redução significativa no limite de estabilidade absoluto do DLE para valores diferentes do ótimo. Esse aumento no limite de estabilidade pode ser atribuído ao fato do sistema com esse valor de indutância apresentar uma menor parte real negativa da FRF, no entanto, apresentando maior amplitude de vibração em relação ao ótimo. Isso ocorre pois o método para determinar os valores ótimos levam em consideração a redução da amplitude das frequências de ressonância. Além do mais, conforme já reportado na literatura, a indutância determinada pela equação ótima é de uma magnitude que não pode ser encontrada comercialmente, havendo a necessidade da confecção de um indutor sintético.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

No decorrer da pesquisa houve a iniciativa de dimensionar e construir um indutor sintético, modelo desenvolvido por Antoniou (1969). Foi possível dimensionar o indutor e fazer funcionar em um circuito oscilador (RLC), utilizado por ser fácil de testar o indutor e simples de modificar os parâmetros. Entretanto, o mesmo não funcionava quando utilizado com o circuito *shunt* ressonante. Ao pesquisar na literatura entendeu-se que, o mesmo pode não funcionar devido ao saturamento do amplificador operacional utilizado no circuito.

Então fica como sugestões para trabalhos futuros:

- Dimensionar um amplificador operacional para que não sature quando acoplado a ferra-

menta de corte;

- Realizar os experimentos utilizando o dispositivo, tendo como base o planejamento já montado;
- Analisar o desempenho do dispositivo *shunt* piezoelétrico durante o torneamento da liga Ti-6Al-4V ELI.

REFERÊNCIAS

- ALTINTAS, Y. *Manufacturing automation : metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design*. 2nd editio. ed. [S.l.]: Cambridge University Press, 2012. 365 p. ISSN 17410509. ISBN 9780521172479. Citado 2 vezes nas páginas 31 e 56.
- ANTONIALLI, A. I. S.; DINIZ, A. E.; PEDERIVA, R. Vibration analysis of cutting force in titanium alloy milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Elsevier, v. 50, n. 1, p. 65–74, 2010. Citado na página 18.
- ANTONIOU, A. Realisation of gyrators using operational amplifiers, and their use in rc-active-network synthesis. In: IET. *Proceedings of the Institution of Electrical Engineers*. [S.l.], 1969. v. 116, n. 11, p. 1838–1850. Citado na página 61.
- ARRAZOLA, P.-J. et al. Machinability of titanium alloys (ti6al4v and ti555. 3). *Journal of materials processing technology*, Elsevier, v. 209, n. 5, p. 2223–2230, 2009. Citado 2 vezes nas páginas 25 e 52.
- BURTSCHER, J.; FLEISCHER, J. Adaptive tuned mass damper with variable mass for chatter avoidance. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, v. 66, n. 1, p. 397–400, 2017. ISSN 17260604. Citado na página 22.
- CHEN, Y. et al. A nested-ANN prediction model for surface roughness considering the effects of cutting forces and tool vibrations. *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation*, v. 98, p. 25–34, 2017. ISSN 02632241. Citado na página 24.
- CHENG, K. *Machining dynamics: fundamentals, applications and practices*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2008. Citado na página 28.
- CHIAPPINI, E. et al. On the mechanics of chip formation in ti–6al–4v turning with spindle speed variation. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Elsevier, v. 77, p. 16–26, 2014. Citado 2 vezes nas páginas 25 e 47.
- DEBNATH, S.; REDDY, M. M.; YI, Q. S. Influence of cutting fluid conditions and cutting parameters on surface roughness and tool wear in turning process using Taguchi method. *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation*, Elsevier Ltd, v. 78, p. 111–119, 2016. ISSN 02632241. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2015.09.011>>. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 47.
- DENYER, D.; TRANFIELD, D. *Producing a systematic review*. Sage Publications Ltd, 2009. Citado na página 19.
- EZUGWU, E.; WANG, Z. Titanium alloys and their machinability—a review. *Journal of materials processing technology*, Elsevier, v. 68, n. 3, p. 262–274, 1997. Citado na página 24.
- FILHO, S. L. M. R. et al. Influence cutting parameters on the surface quality and corrosion behavior of ti–6al–4v alloy in synthetic body environment (sbf) using response surface method. *Measurement*, Elsevier, v. 88, p. 223–237, 2016. Citado na página 49.
- HAASE, F.; LOCKWOOD, S.; FORD, D. G. Vibration modelling of machine tool structures. *Laser Metrology and Machine Performance V*, v. 34, p. 137–146, 2001. Citado na página 29.

- HAGOOD, N. W.; FLOTOW, A. von. Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks. *Journal of Sound and Vibration*, v. 146, n. 2, p. 243–268, 1990. ISSN 10958568. Citado 3 vezes nas páginas 23, 36 e 37.
- HASSAN, K. et al. Grey based multi-objective optimization of machining performance in boring of aluminium alloy 6061 through piezoelectric shunt damping. *Materials Today: Proceedings*, Elsevier, v. 50, p. 1043–1047, 2022. Citado 2 vezes nas páginas 18 e 24.
- LEE, E. C.; NIAN, C. Y.; TARNG, Y. S. Design of a dynamic vibration absorber against vibrations in turning operations. *Journal of Materials Processing Technology*, v. 108, n. 3, p. 278–285, 2001. ISSN 09240136. Citado na página 22.
- LEO, D. J. *Engineering analysis of smart material systems*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2007. Citado 3 vezes nas páginas 23, 34 e 35.
- MA, H. et al. Active chatter suppression with displacement-only measurement in turning process. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier Ltd, v. 401, p. 255–267, 2017. ISSN 10958568. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2017.05.009>>. Citado 3 vezes nas páginas 17, 23 e 24.
- MACHADO, Á. R. et al. *Teoria da usinagem dos materiais*. [S.l.]: Editora Blucher, 2015. Citado na página 49.
- MATSUBARA, A.; MAEDA, M.; YAMAJI, I. Vibration suppression of boring bar by piezoelectric actuators and LR circuit. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, CIRP, v. 63, n. 1, p. 373–376, 2014. ISSN 17260604. Citado na página 23.
- MUNOA, J. et al. Chatter suppression techniques in metal cutting. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, CIRP, v. 65, n. 2, p. 785–808, 2016. ISSN 17260604. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.cirp.2016.06.004>>. Citado 4 vezes nas páginas 17, 21, 22 e 23.
- MUNOA, J. et al. Chatter suppression in ram type travelling column milling machines using a biaxial inertial actuator. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, CIRP, v. 62, n. 1, p. 407–410, 2013. ISSN 00078506. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.cirp.2013.03.143>>. Citado na página 23.
- NBR. *Indicação do estado de superfícies em desenhos técnicos*. 1984. Citado na página 54.
- PARK, G. et al. The use of active materials for machining processes: A review. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, v. 47, n. 15, p. 2189–2206, 2007. ISSN 08906955. Citado 3 vezes nas páginas 21, 23 e 34.
- PERVAIZ, S. et al. Recent advances in the machining of titanium alloys using minimum quantity lubrication (mql) based techniques. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology*, Springer, v. 6, n. 1, p. 133–145, 2019. Citado na página 24.
- PIMENOV, D. Y. et al. Improvement of machinability of ti and its alloys using cooling-lubrication techniques: A review and future prospect. *journal of materials research and technology*, Elsevier, 2021. Citado na página 18.
- PRAMANIK, A. Problems and solutions in machining of titanium alloys. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Springer, v. 70, n. 5-8, p. 919–928, 2014. Citado 3 vezes nas páginas 24, 25 e 26.

- QUINTANA, G.; BADOSA, G. Q. *Stability lobes diagram identification and surface roughness monitoring in milling processes*. [S.l.: s.n.], 2009. 113 p. ISBN 9788469348567. Citado 2 vezes nas páginas 22 e 28.
- QUINTANA, G.; CIURANA, J. Chatter in machining processes: A review. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Elsevier, v. 51, n. 5, p. 363–376, 2011. Citado na página 17.
- RAFAL, R. et al. Chatter identification methods on the basis of time series measured during titanium superalloy milling. *International Journal of Mechanical Sciences*, Elsevier, v. 99, p. 196–207, 2015. Citado na página 24.
- RAO, S. S. *Mechanical Vibrations*. 5th ed.. ed. [S.l.]: Prentice Hall, 2010. ISBN 978-0-13-212819-3. Citado na página 45.
- Sandvik Coromant. *Application Guide Titanium*. [s.n.], 2011. 140 p. Disponível em: <www.sandvik.coromant.com>. Citado na página 56.
- SHIN, K.; HAMMOND, J. *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2008. Citado na página 43.
- SIDDHPURA, M.; PAUROBALLY, R. A review of chatter vibration research in turning. *International Journal of Machine tools and manufacture*, Elsevier, v. 61, p. 27–47, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 17 e 30.
- SILVA, M. M. da et al. Experimental results on chatter reduction in turning through embedded piezoelectric material and passive shunt circuits. *Mechatronics*, v. 29, p. 78–85, 2015. ISSN 09574158. Citado 4 vezes nas páginas 18, 21, 24 e 26.
- STEPAN, G. et al. Ultimate capability of variable pitch milling cutters. *CIRP Annals*, CIRP, v. 67, n. 1, p. 373–376, 2018. ISSN 17260604. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2018.03.005>. Citado na página 22.
- SUN, S.; BRANDT, M.; DARGUSCH, M. Characteristics of cutting forces and chip formation in machining of titanium alloys. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Elsevier, v. 49, n. 7-8, p. 561–568, 2009. Citado na página 25.
- TANG, B. et al. Application of piezoelectric patches for chatter suppression in machining processes. v. 138, p. 225–231, 2019. Citado 2 vezes nas páginas 18 e 24.
- TAYLOR, C. M.; TURNER, S.; SIMS, N. D. Chatter, process damping, and chip segmentation in turning: A signal processing approach. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 329, n. 23, p. 4922–4935, 2010. Citado na página 18.
- TLUSTY, J.; POLACEK, M. The stability of the machine tool against self-excited vibration in machining. *Proc. Int. Res. in Production Engineering, Pittsburgh, ASME*, v. 465, 1963. Citado na página 34.
- TRANFIELD, D.; DENYER, D.; SMART, P. Towards a methodology for developing evidence-informed management knowledge by means of systematic review. *British journal of management*, Wiley Online Library, v. 14, n. 3, p. 207–222, 2003. Citado na página 19.
- URBIKAIN, G. et al. Prediction methods and experimental techniques for chatter avoidance in turning systems: A review. *Applied Sciences (Switzerland)*, v. 9, n. 21, p. 1–18, 2019. ISSN 20763417. Citado na página 21.

VENTER, G. S. et al. Passive and active strategies using embedded piezoelectric layers to improve the stability limit in turning/boring operations. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, v. 89, n. 9-12, p. 2789–2801, 2016. ISSN 14333015. Citado 6 vezes nas páginas 18, 22, 23, 24, 26 e 56.

VIANA, F. A. C.; STEFFEN, V. Multimodal Vibration Damping through Piezoelectric Patches and Optimal Resonant Shunt Circuits. XXVIII, n. 3, 2006. Citado 5 vezes nas páginas 23, 26, 37, 38 e 56.

WAN, S. et al. Active chatter suppression for milling process with sliding mode control and electromagnetic actuator. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Elsevier Ltd, v. 136, p. 106528, 2020. ISSN 10961216. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.106528>>. Citado na página 23.

WANG, M. et al. Design and implementation of nonlinear TMD for chatter suppression: An application in turning processes. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Elsevier, v. 50, n. 5, p. 474–479, 2010. ISSN 08906955. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2010.01.004>>. Citado na página 51.

WOJCIECHOWSKI, S. et al. Precision surface characterization for finish cylindrical milling with dynamic tool displacements model. *Precision Engineering*, Elsevier Inc., v. 46, p. 158–165, 2016. ISSN 01416359. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.precisioneng.2016.04.010>>. Citado na página 24.

YANG, W. p.; TARNG, Y. Design optimization of cutting parameters for turning operations based on the taguchi method. *Journal of materials processing technology*, Elsevier, v. 84, n. 1-3, p. 122–129, 1998. Citado na página 47.

YIGIT, U.; CIGEROGLU, E.; BUDAK, E. Chatter reduction in boring process by using piezoelectric shunt damping with experimental verification. v. 94, p. 312–321, 2017. Citado 3 vezes nas páginas 18, 22 e 23.

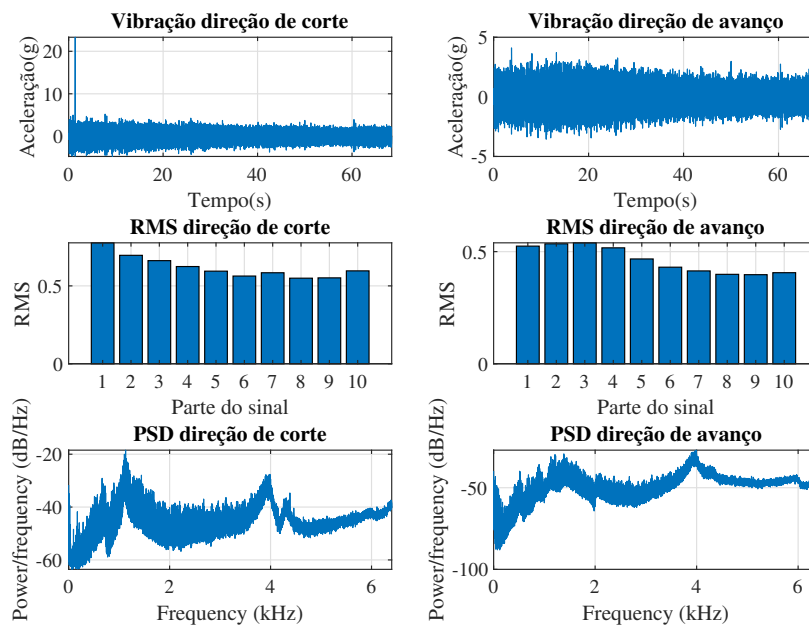
ZHOU, B.; THOUVEREZ, F.; LENOIR, D. Essentially nonlinear piezoelectric shunt circuits applied to mistuned bladed disks. Elsevier, v. 333, p. 2520–2542, 2014. Citado na página 23.

APÊNDICE A – ANÁLISE DOS SINAIS COLETADOS

Restante das análises dos sinais coletados no processo de usinagem, conforme analisado e mencionado na seção 5.2.

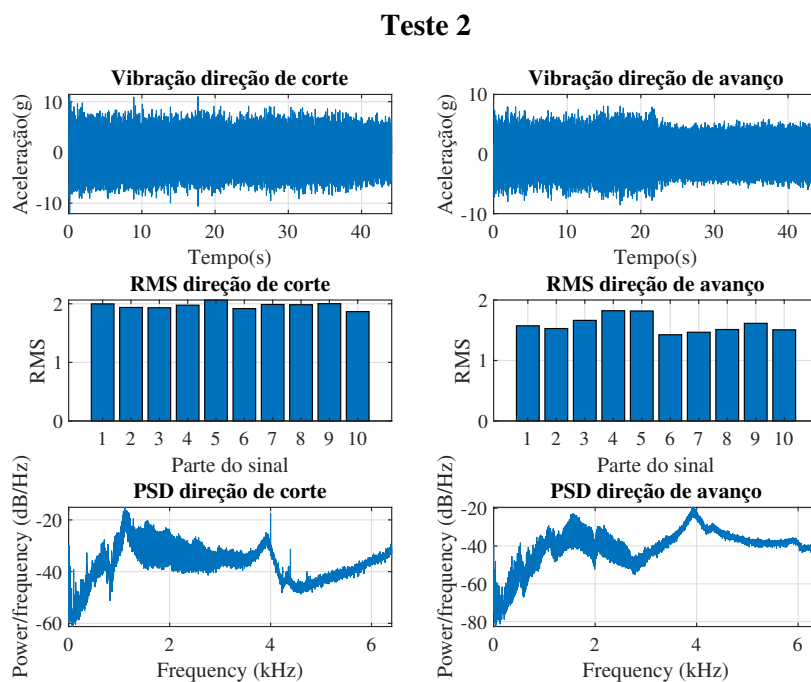
Figura 39 – Análise teste 1

Teste 1



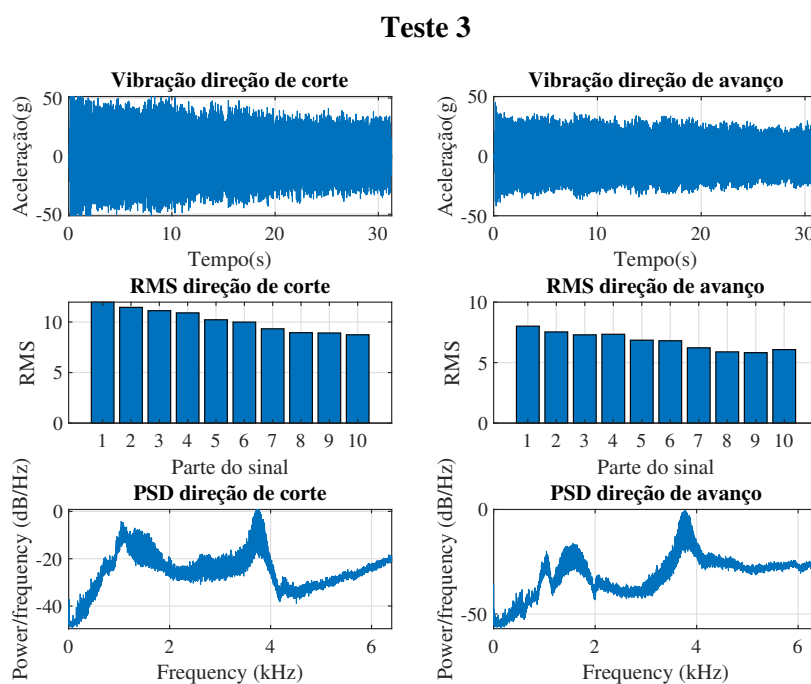
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 40 – Análise teste 2



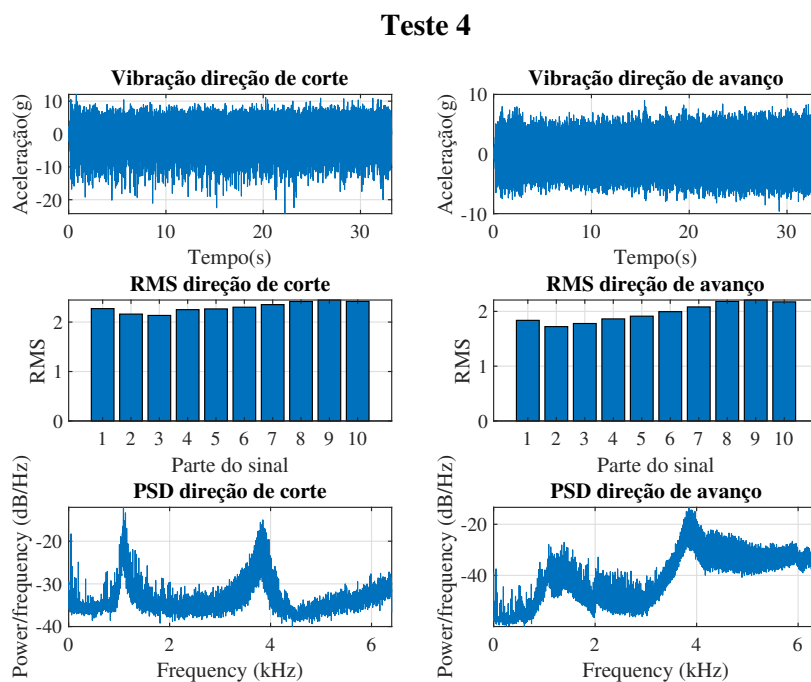
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 41 – Análise teste 3



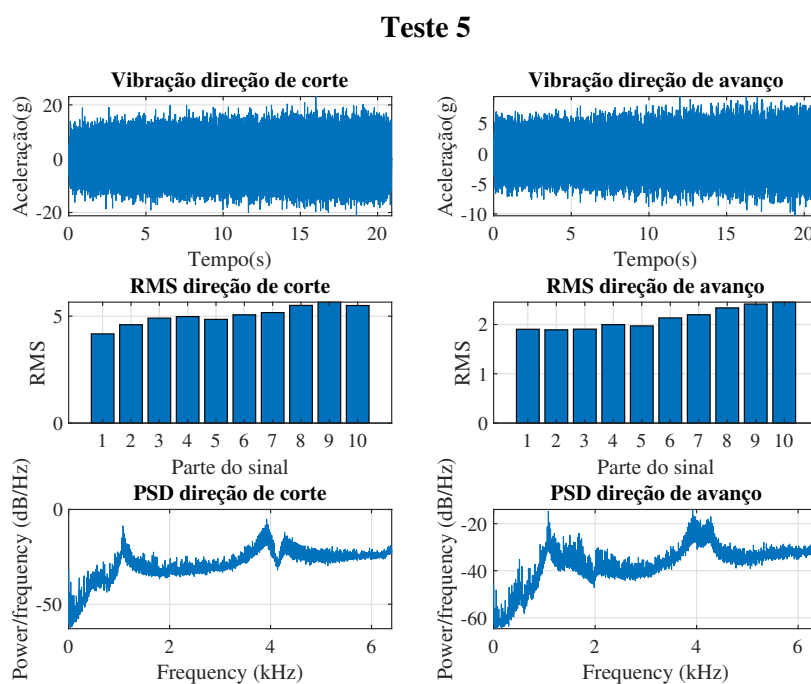
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 42 – Análise teste 4



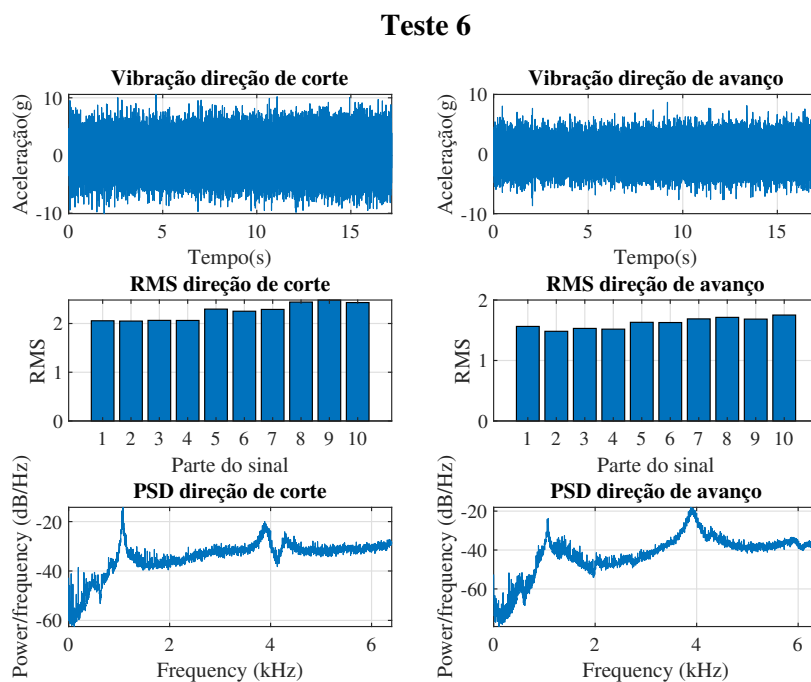
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 43 – Análise teste 5



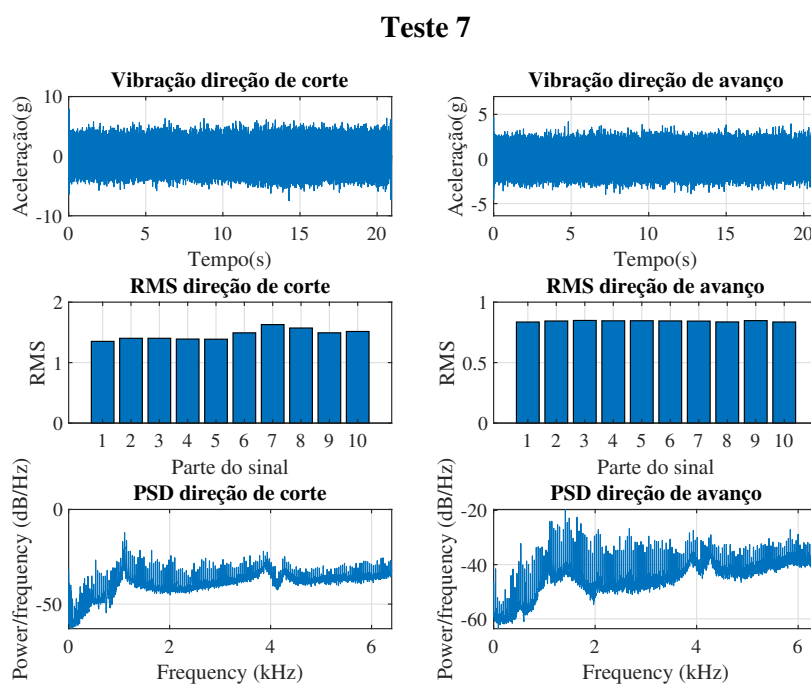
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 44 – Análise teste 6



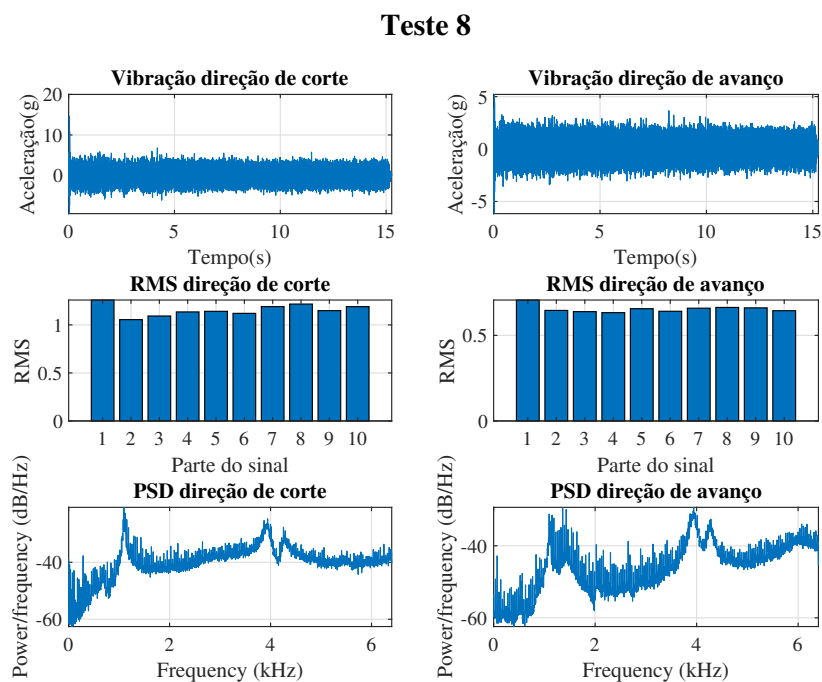
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 45 – Análise teste 7



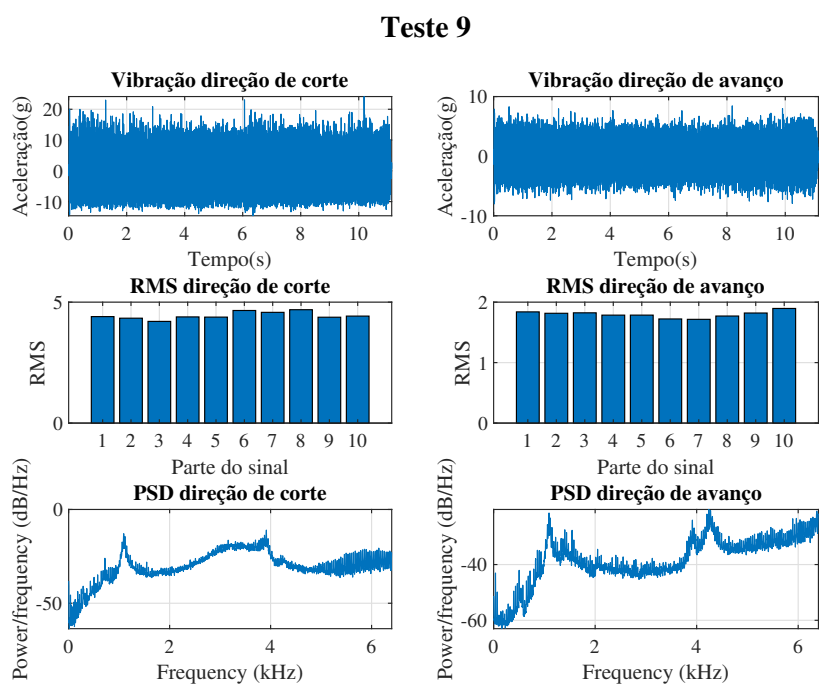
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 46 – Análise teste 8



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 47 – Análise teste 9



Fonte: Elaborado pelo próprio autor