

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS - UFSCar
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA - CCET
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA - DEMec**

GUILHERME DE CAMARGO

**ESTUDO NUMÉRICO DO USO DE AMORTECEDOR
MAGNETO-REOLÓGICO NA REDUÇÃO DE VIBRAÇÕES
AUTO-EXCITADAS DURANTE TORNEAMENTO**



São Carlos - SP
2022

GUILHERME DE CAMARGO

**ESTUDO NUMÉRICO DO USO DE AMORTECEDOR
MAGNETO-REOLÓGICO NA REDUÇÃO DE VIBRAÇÕES
AUTO-EXCITADAS DURANTE TORNEAMENTO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de São Carlos, como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Sidney Bruce Shiki

São Carlos - SP

2022



FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA - CCEMec/CCET
Rod. Washington Luís km 235 - SP-310, s/n - Bairro Monjolinho, São Carlos/SP, CEP 13565-905
Telefone: (16) 33519703 - <http://www.ufscar.br>

DP-TCC-FA nº 28/2022/CCEMec/CCET

Graduação: Defesa Pública de Trabalho de Conclusão de Curso
Folha Aprovação (GDP-TCC-FA)

FOLHA DE APROVAÇÃO

GUILHERME DE CAMARGO

ESTUDO NUMÉRICO DO USO DE AMORTECEDOR MAGNETO-REOLÓGICO NA REDUÇÃO DE VIBRAÇÕES AUTO-EXCITADAS DURANTE TORNEAMENTO

Trabalho de Conclusão de Curso

Universidade Federal de São Carlos – Campus São Carlos

São Carlos, 27 de setembro de 2022

ASSINATURAS E CIÊNCIAS

Cargo/Função	Nome Completo
Orientador	Sidney Bruce Shiki
Membro da Banca 1	Vitor Ramos Franco
Membro da Banca 2	Adailton Gomes Pereira



Documento assinado eletronicamente por **Sidney Bruce Shiki, Docente**, em 27/09/2022, às 17:38, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Vitor Ramos Franco, Docente**, em 27/09/2022, às 17:39, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site <https://sei.ufscar.br/autenticacao>, informando o código verificador **0821674** e o código CRC **FC65DF8B**.

Referência: Caso responda a este documento, indicar expressamente o Processo nº 23112.034456/2022-25

SEI nº 0821674

Modelo de Documento: Grad: Defesa TCC: Folha Aprovação, versão de 02/Agosto/2019

Documento assinado digitalmente



ADAILTON GOMES PEREIRA
Data: 27/09/2022 17:58:28-0300
Verifique em <https://verificador.iti.br>

Dedico este trabalho à minha família e amigos.

Agradecimentos

Agradeço aos meus pais Ison e Roseli pelo apoio e suporte incondicional. A educação e valores por vocês ensinados eu carrego para sempre.

Ao meu irmão Gustavo, pelo companheirismo de uma vida.

Ao professor Sidney Bruce, pela paciência e dedicação com que transmite conhecimentos tão valiosos.

Aos meus amigos e familiares que contribuíram com a construção de quem sou hoje.

Resumo

Chatter são vibrações auto-excitadas que podem surgir durante operações de usinagem. Apesar de conhecida a mais de um século, *chatter* permanece um dos principais limitantes nos processos de usinagem modernos, reduzindo a produtividade, durabilidade da ferramenta e a qualidade da peça. Este trabalho estuda a dinâmica do *chatter* na operação de torneamento, e propõe o uso de um amortecedor magneto-reológico (MR) na redução dos impactos resultantes deste fenômeno. O amortecedor MR é caracterizado utilizando o modelo Bouc-Wen Modificado e os resultados são apresentados de forma comparativa através de Diagramas de Lóbulos de Estabilidades (DLE). Os resultados indicam que a introdução do amortecedor MR aumenta a Profundidade Crítica de Corte (PCC), elevando a taxa de remoção de material e reduzindo o risco de *chatter*.

Palavras-chave: *Chatter*. Diagrama de lóbulos de estabilidade. Amortecedor magneto-reológico.

Abstract

Chatter are self-excited vibrations that may occur during machining operations. Despite being known for more than a century, chatter is still a major limiting factor on machining operations, decreasing productivity, tool life, and part quality. This paper reviews the chatter dynamics for the turning operation and propose the use of a magnetorheological (MR) damper to reduce the undesirable effects of chatter. The MR damper is characterized by the Modified Bouc-Wen model and the results are compared using the Stability Lobe Diagram (SLD). It is shown that the MR damper can effectively suppress chatter by increasing the Limiting Depth of Cut and, therefore, the material removal rate.

Keywords: Chatter. Stability lobe diagram. Magnetorheological damper.

Lista de Figuras

Figura 1 – Tipos de vibrações: (a) livre, (b) forçada e (c) auto-excitada.....	6
Figura 2 – Diferença de fase entre superfícies de cortes consecutivos.....	8
Figura 3 – Efeito regenerativo durante processo de corte.....	9
Figura 4 – Equivalência entre uma viga engastada e um massa-mola-amortecedor	9
Figura 5 – Diagrama de corpo livre de M	10
Figura 6 – Diagrama de Lóbulos de Estabilidade.....	12
Figura 7 – Comportamento do MR (a) na ausência e (b) na presença de campo magnético...	19
Figura 8 – Tensão de escoamento x Intensidade do campo magnético	20
Figura 9 – Modos de operação: (a) válvula (b) cisalhamento e (c) compressão.....	21
Figura 10 – Esquema de um amortecedor MR típico	22
Figura 11 – Modelo mecânico Bouc-Wen modificado de um amortecedor MR.....	23
Figura 12 – Diagrama de corpo livre para porta-ferramentas com amortecedor MR.....	28
Figura 13 – Diagrama de blocos do porta-ferramentas.....	29
Figura 14 – FRF do porta-ferramentas.....	29
Figura 15 – Resposta do porta-ferramentas ao degrau unitário	30
Figura 16 – DLE para o porta-ferramentas sem amortecedor MR	31
Figura 17 – Diagrama de blocos do modelo Bouc-Wen modificado.....	32
Figura 18 – Expansão do Sub-sistema 2	33
Figura 19 – Expansão do Sub-sistema 3	34
Figura 20 – Resposta do modelo Bouc-Wen modificado: (a) força x deslocamento e (b) força x velocidade	34
Figura 21 – Diagrama de blocos do porta-ferramentas associado ao amortecedor MR	36
Figura 22 – FRF do Porta-ferramentas com e sem amortecedor MR	37
Figura 23 – Resposta para degrau unitário para as diferentes configurações	39
Figura 24 – Sobreposição da resposta à função degrau	40
Figura 25 – DLE do porta-ferramentas para as diferentes configurações	41
Figura 26 – Diagrama de blocos da dinâmica do <i>chatter</i>	42
Figura 27 – Espessura dinâmica do cavaco para as diferentes configurações	43
Figura 28 – Força de corte para as diferentes configurações.....	44
Figura 29 – PCC para os diferentes níveis de tensão.....	45

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Tipos de materiais inteligentes.....	17
Tabela 2 – Propriedades do porta-ferramenta.....	26
Tabela 3 – Parâmetros modelo Bouc-Wen Modificado.....	27
Tabela 4 – Relação de amplitude e fase para o porta-ferramentas	30
Tabela 5 – Parâmetros da resposta à função degrau	31
Tabela 6 – Relação de amplitudes para o porta-ferramentas para cada configuração	38
Tabela 7 – Parâmetros da resposta à função degrau	40

Lista de Siglas

ADV	Absorvedor Dinâmico de Vibração
DLE	Diagrama de Lóbulos de Estabilidade
ER	Eletro-reológico
FRF	Função de Resposta em Frequência
FT	Função de Transferência
MR	Magneto-reológico
PCC	Profundidade Crítica de Corte

Lista de Símbolos

ω_d	Frequência natural amortecida [rad/s]
ω_n	Frequência natural [rad/s]
Amp	Amplitude de vibração [m]
F_c	Força de corte [N]
K_c	Constante de corte [Pa]
A_c	Área da seção de corte [m ²]
h	Espessura de corte [m]
a	Profundidade de corte [m]
ϵ	Diferença de fase [rad]
h_0	Espessura de corte desejada [m]
T	Período de revolução [s]
y	Deslocamento [m]
M	Massa equivalente [kg]
K	Rigidez [N/m]
B	Coefficiente de amortecimento [Ns/m]
E	Módulo de elasticidade [Pa]
I	Momento de inércia de área [m ⁴]
ξ	Fator de amortecimento
L	Comprimento [m]
F_k	Força exercida pela mola [N]
F_b	Força exercida pelo amortecedor [N]
\dot{y}	Velocidade [m/s]
s	Variável complexa de Laplace
ϕ	Função de transferência do porta-ferramentas
ω_p	Frequência de pico
a_{lim}	Profundidade limite de corte [m]
σ	Parte real da variável de Laplace
ω_c	Frequência de <i>chatter</i>
G	Parte real da FT no limite da estabilidade

Q	Parte imaginária da FT no limite da estabilidade
ψ	Ângulo de fase [rad]
k	Número de lóbulos
r	Rotação [rpm]
H	Intensidade de campo magnético [A/m]
φ	Fração volumétrica de martículas ferromagnéticas
C	Constante do fluido carregador
F_{bw}	Força do modelo Bouc-Wen modificado
c_0, c_1	Constantes de amortecimento modelo Bouc-Wen modificado
k_0, k_1	Rigidez modelo Bouc-Wen modificado
$\alpha, \gamma, \beta, A, n, \eta$	Parâmetros modelo Bouc-Wen modificado
z	Variável evolucionária modelo Bouc-Wen modificado
u	Tensão Elétrica (V)
ρ	Densidade de massa [kg/m ³]
W	Largura da viga [m]
D	Altura da viga [m]

Sumário

1. Introdução	1
1.1. Objetivos	2
1.2. Estrutura do trabalho	2
2. Vibrações em processos de usinagem	4
2.1. Usinagem dos materiais	4
2.2. Fontes de vibração em operações de usinagem	5
2.3. Dinâmica das vibrações <i>chatter</i>	7
2.4. Diagrama de Lóbulos de Estabilidade (DLE)	12
2.5. Pesquisas recentes em análise e controle de vibrações em usinagem	15
3. Amortecedores magneto-reológicos	17
3.1. Materiais inteligentes	17
3.2. Fluido magneto-reológico e suas aplicações	18
3.3. Modelos matemáticos para amortecedores magneto-reológicos	21
3.4. Pesquisas recentes em controle de vibração com uso de amortecedores MR	24
4. Simulação numérica e resultados	26
4.1. Implementação e simulação do porta-ferramentas	28
4.2. Implementação e simulação do modelo dinâmico do amortecedor MR	32
4.3. Implementação e simulação do porta-ferramentas com amortecedor MR	35
5. Considerações finais	46
5.1. Sugestões para trabalhos futuros	47
6. Referências bibliográficas	48
Apêndice A – Rotina Matlab para o comportamento do porta-ferramentas	50
Apêndice B – Rotina Matlab para comportamento do amortecedor MR	53
Apêndice C – Rotina Matlab para o comportamento do porta-ferramentas acoplado ao amortecedor MR	55
Apêndice D – Rotina Matlab para dinâmica de <i>chatter</i>	59

1. Introdução

A usinagem dos materiais é uma ciência tão antiga quanto a espécie humana. Ela surgiu da necessidade de conferir forma a uma peça por meio da remoção de material. Embora haja outros métodos de fabricação de componentes, como a fundição e moldagem, manufatura aditiva, conformação mecânica e soldagem, a usinagem se mantém como o principal processo na obtenção da forma final de peças manufaturadas, uma vez que, a grande maioria destas sofrem o processo de usinagem em alguma etapa de sua fabricação. Até mesmo componentes obtidos através de outros métodos de fabricação necessitam, muitas vezes, serem submetidos à processos de usinagem para obtenção da forma, dimensão e acabamento superficial requerido (ALTINTAS, 2012).

De acordo com Beroe Inc (2021), no ano de 2020 o mercado de usinagem movimentou 358 bilhões de dólares ao redor do mundo, sendo China, Estados Unidos, Alemanha e Índia responsáveis por mais da metade desse montante: U\$ 61bi, U\$ 54bi, U\$ 36bi e U\$ 32bi respectivamente. Estima-se que este valor chegará aos 390 bilhões de dólares ao final de 2022, representando um crescimento anual acima de 4%.

Os custos envolvidos no processo de usinagem representam uma parcela significativa do valor final de produtos manufaturados. Para que organizações possam se manter competitivas em um mercado tão amplo e dinâmico, é importante a busca pelo aprimoramento de técnicas e ferramentas, de maneira a elevar os níveis de tolerâncias e acabamento superficial, estender a vida útil de máquinas e ferramentas de corte e reduzir o tempo e custos envolvidos na produção de peças. Entretanto, apesar dos grandes avanços obtidos na área de usinagem nas últimas décadas, um problema continua sendo um limitante: o *chatter* (QUINTANA e CIURANA, 2011).

Durante o processo de usinagem, as variações nas forças de corte causam vibrações na ferramenta de corte. Como consequência, ondulações são deixadas na superfície da peça trabalhada, o que resulta em uma variação na espessura do cavaco formado no corte seguinte e, portando, uma variação nas forças de cortes envolvidas, podendo amplificar as vibrações sofridas pela ferramenta. Esse tipo de vibração é denominado *chatter* e é do tipo auto-excitada, pois extrai energia da interação da ferramenta de corte com a peça trabalhada (ALTINTAS, 2012). Entender a dinâmica envolvida nesse tipo de vibração é essencial para que novas soluções que reduzam seus impactos possam ser desenvolvidas.

Nas últimas décadas um dispositivo tem recebido grande atenção em aplicações para controle de vibrações: amortecedores magneto-reológicos (MR). Amortecedores MR vêm sendo empregados principalmente em suspensões automotivas semiativas, mecanismos para proteção sísmica de estruturas e para controle de vibrações em máquinas (BUTZ e STRYK, 1999). Em 2002, o Cadillac Seville STS foi o primeiro automóvel comercial a aplicar essa tecnologia com a suspensão MagneRide™, tendo um controle em tempo real do conjunto de suspensão (SCHWARTZ, 2008).

Amortecedores MR são dispositivos semiativos que utilizam fluido magneto-reológico, um material inteligente, e pode ter suas propriedades controladas por meio da introdução e variação de um campo magnético. Esses dispositivos são considerados altamente confiáveis já que, na ausência de campo magnético, eles se comportam como amortecedores tradicionais, tornando os impactos de falhas no sistema de controle menos problemáticas.

1.1. Objetivos

Esse trabalho tem como objetivo entender os efeitos da utilização de amortecedores MR na redução de *chatter* durante o processo de torneamento ortogonal por meio de simulações numéricas conduzidas no software Matlab®. Para isso, objetivos específicos foram definidos:

- Entender o comportamento do porta-ferramentas por meio de sua função de resposta em frequência (FRF), resposta à entrada degrau e diagrama de lóbulos de estabilidade;
- Analisar a dinâmica do amortecedor MR utilizando o modelo Bouc-Wen modificado.
- Analisar de forma comparativa os efeitos da introdução de um amortecedor magneto-reológico sob diferentes níveis de tensão elétrica na função de resposta em frequência do sistema, resposta à entrada degrau e diagrama de lóbulos de estabilidade.

1.2. Estrutura do trabalho

Este trabalho está estruturado em seis capítulos, são eles:

- Capítulo 1: contextualização do tema e objetivos.
- Capítulo 2: revisão dos conceitos fundamentais para compreensão do *chatter* e criação do diagrama de lóbulos de estabilidade.

- Capítulo 3: revisão de materiais inteligentes, com foco nos fluidos magneto-reológicos e apresentação do modelo que descreve o comportamento de um amortecedor MR.
- Capítulo 4: apresentação e discussão dos resultados obtidos nas simulações numéricas.
- Capítulo 5: considerações finais e sugestões para trabalhos futuros.
- Capítulo 6: referências bibliográficas consultadas para confecção deste trabalho.

2. Vibrações em processos de usinagem

Neste capítulo é feita uma breve revisão histórica da usinagem de materiais, apresentado os principais tipos de vibrações mecânicas durante o processo de usinagem, realizado a modelagem matemática da dinâmica do *chatter* para o torneamento cilíndrico e discutido alguns trabalhos recentes nessa área.

2.1. Usinagem dos materiais

Ferraresi (1969) define operações de usinagem como sendo o processo que confere atributos de forma, dimensão e/ou acabamento à peça por meio da remoção de material na forma de cavaco. Pode-se dizer, então, que a usinagem de materiais é praticada pelos seres humanos desde a pré-história. Isto porque já nesse período utilizava-se de técnicas primitivas de usinagem para obtenção da extremidade pontiaguda de lanças, de arestas afiadas em pedras e ossos, de furos em madeiras, etc.

Entretanto, a evolução das técnicas de usinagem ocorreu de forma lenta até meados do século XVIII. As máquinas operatrizes que até então eram simples e tinham como principal função dar forma a madeira (principal material estrutural da época), passaram por grande evolução, impulsionada principalmente pelo desenvolvimento acelerado da máquina à vapor (TRENT e WRIGHT, 2000).

Na segunda metade do século XIX, com surgimento dos fornos Siemens-Martin e do processo de Bessemer (ambos com a finalidade da produção em massa de aço), materiais como ferro fundido, latão e bronze perderam espaço rapidamente como os principais materiais estruturais. A introdução em grande volume do aço e de ligas metálicas mais duráveis teve um severo impacto na produtividade e na vida útil das ferramentas de corte disponíveis (TRENT e WRIGHT, 2000). Tal cenário foi um dos motivadores dos grandes avanços vistos na ciência dos materiais no século XX, com a criação de materiais mais duros como, entre tantos outros, o aço rápido e o carboneto de tungstênio (MACHADO, 2015).

O torneamento, foco deste trabalho, é um dos processos de usinagem mais antigos e, ainda, um dos mais populares. É definido por Ferraresi (1969) como:

Processo mecânico de usinagem destinado a obtenção de superfícies de revolução com auxílio de uma ou mais ferramentas monocortantes. Para tanto, a peça gira em torno do eixo principal de rotação da máquina e a

ferramenta se desloca simultaneamente segundo uma trajetória coplanar com o referido eixo.

Este trabalho foca, mais especificamente, nas vibrações auto-excitadas que ocorrem no torneamento de metais e que será abordada com mais detalhes nos tópicos seguintes.

2.2. Fontes de vibração em operações de usinagem

Máquinas ferramentas utilizadas na usinagem de metais são dispositivos considerados altamente robustos e rígidos. No entanto, na prática, esses sistemas tem comportamento dinâmico e estão sempre acompanhados de vibrações relativas entre a peça e a ferramenta. Essas vibrações são decorrentes de diferentes esforços e excitações internas e externas atuando no sistema composto por máquina operatriz, porta-ferramentas, ferramenta de corte e peça a ser trabalhada, e tem impactos diretos na produtividade, precisão dimensional e acabamento superficial da peça, além de impactar na vida útil da ferramenta de corte e da máquina.

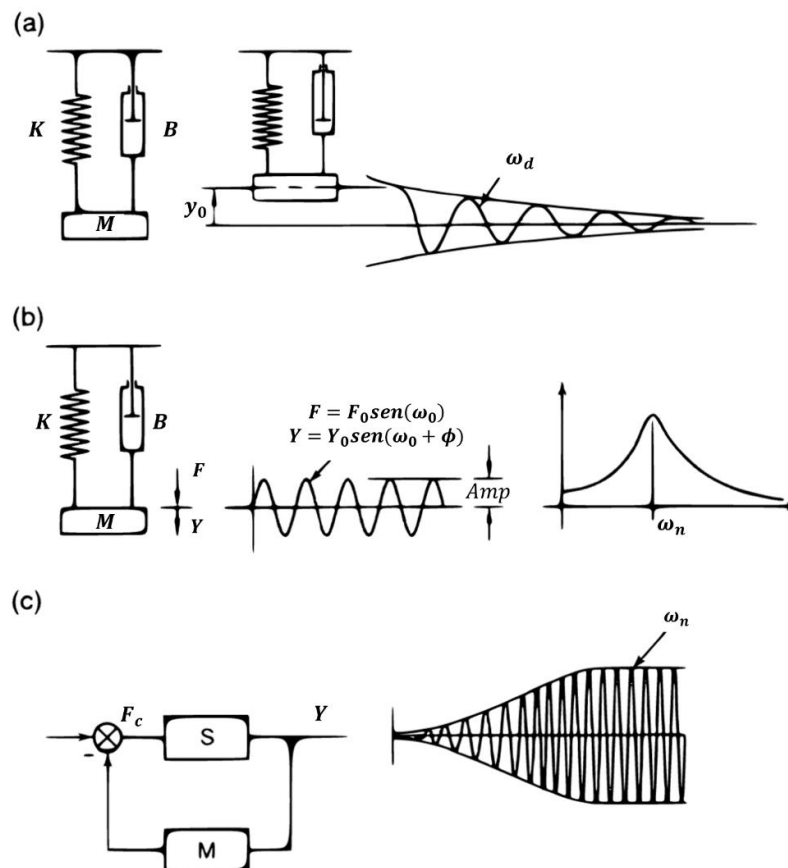
Segundo Quintana e Ciurana (2011), as vibrações encontradas em uma operação de usinagem de metais podem ser de três tipos: vibrações livres, forçadas e auto-excitadas.

As vibrações livres ocorrem quando o sistema recebe um estímulo inicial, que o desloca de sua posição de equilíbrio, e é deixado vibrar livremente (QUINTANA e CIURANA, 2011). São comuns em operações em que a peça a ser usinada possui superfície irregular, causando impactos entre a ferramenta e a peça. As vibrações livres tem resposta transiente de amplitude decrescente e oscilam na frequência natural amortecida do sistema ω_d , como mostra a Figura 1a. Vibrações livres, por serem rapidamente amortecidas, não causam grandes problemas.

Já as vibrações forçadas são resultado de excitações externas. Piersol, Paez e Harris (2010) citam como exemplo comum de vibrações forçada aquelas transmitidas através das fundações por outras máquinas operatrizes, prensas, compressores ou motores à combustão. Estas vibrações transmitidas pelo solo são de amplo espectro, o que torna inevitável que alguma delas coincida com a frequência natural da máquina operatriz. Rolamentos ou eixos desbalanceados também são causadores de vibrações forçadas. Como resposta, o sistema vibra com amplitude constante Amp e com a mesma frequência da força que excita o sistema. A amplitude Amp de resposta depende da frequência de excitação, atingindo seu pico na ressonância (ver Figura 1b). Apesar de usual, vibrações forçadas são facilmente contidas com a utilização de amortecedores de impacto e vibração devidamente dimensionados nos apoios da máquina operatriz e de um balanceamento e manutenção adequada do sistema.

Vibrações auto-excitadas, denominadas vibrações *chatter*, extraem energia do próprio processo para iniciar e crescer, podendo levar o sistema à instabilidade. Vibrações *chatter*, como descrito por Quintana e Ciurana (2011), podem ser classificadas em duas categorias: primárias e secundárias. As primárias são oriundas do processo de corte, causadas por efeitos termomecânicos na formação do cavaco, pelo atrito da ferramenta de corte e a peça trabalhada ou pelo acoplamento de modos de vibração (para sistemas de múltiplos graus de liberdade). Já as secundárias são causadas pela variação na espessura do cavaco, resultado da diferença de fase na ondulação deixada na superfície da peça pelo efeito regenerativo em cortes consecutivos (revoluções consecutivas para torneamento, dentes consecutivos para fresamento, etc.). Essa variação na espessura do cavaco causa uma variação na força de corte, podendo amplificar as vibrações *chatter*. A resposta do sistema para esse tipo de vibração é exibida na Figura 1c. A amplitude de oscilação cresce à medida que o sistema se retroalimenta e vibra próximo à sua frequência natural.

Figura 1 – Tipos de vibrações: (a) livre, (b) forçada e (c) auto-excitada



Fonte: Adaptado de Grzesik (2008)

As vibrações *chatter* são fenômenos de alta complexidade já que dependem não só dos parâmetros de corte, mas também do projeto, configuração e materiais da máquina, porta-ferramenta, ferramenta de corte e peça trabalhada (PIERSOL, PAEZ e HARRIS 2010). Em outras palavras, *chatter* depende dos parâmetros de corte e da rigidez do sistema. Sua natureza catastrófica gera imperfeições no acabamento da peça, ruído excessivo na operação de usinagem, falhas prematuras em componentes da máquina ferramenta, redução na vida da ferramenta de corte e redução na produtividade (SIDDHPURA e PAUROBALLY, 2012).

Apesar dos avanços constantes no campo da usinagem dos metais, o problema do *chatter* continua sendo um limitante na produtividade e, por esse motivo, tem recebido bastante atenção nas últimas décadas, sendo também o foco deste trabalho.

2.3. Dinâmica das vibrações *chatter*

Vibrações *chatter* acontecem quando a força de corte tem natureza harmônica. Isso ocorre quando existe variação na espessura do cavaco devido a ondulações na superfície usinada gerada pelo movimento relativo (vibratório) entre a ferramenta de corte e a peça. Como a força de corte F_c tem relação quase linear com a espessura do cavaco (MACHADO, 2009), uma variação na espessura do cavaco implica em uma variação da mesma proporção na força de corte, e pode ser expressa pela relação:

$$F_c = k_c A_c \quad (1)$$

Em que:

- k_c = constante de corte
- A_c = área da seção de corte

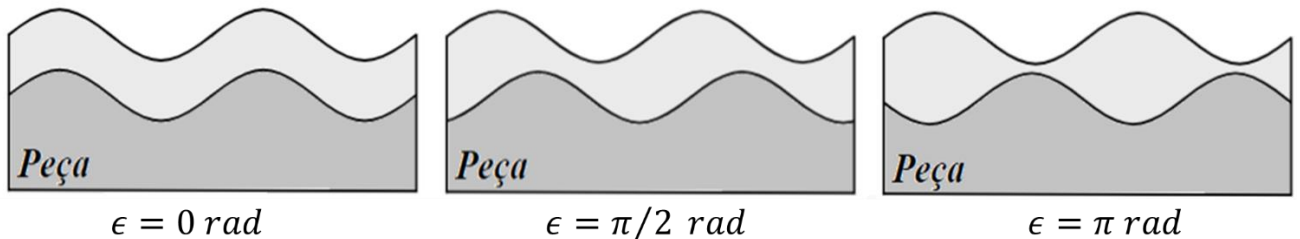
A área de corte A_c , por sua vez, é o produto da espessura de corte h com a profundidade de corte a .

$$A_c = ah \quad (2)$$

No torneamento, para duas revoluções consecutiva da peça, as ondulações geradas pelo corte atual e o anterior podem ou não possuírem uma diferença de fase ϵ , como ilustra a Figura

2. Se $\epsilon = 0$ a espessura dinâmica do cavaco gerado é constante e o processo é estável, já que não há variação significativa na força de corte. Se $\epsilon = \pi$, têm-se o pior dos casos, com a variação máxima da espessura dinâmica do cavaco e, portanto, da força de corte gerada.

Figura 2 – Diferença de fase entre superfícies de cortes consecutivos



Fonte: Adaptado de Quintana e Ciurana (2011).

A espessura dinâmica do cavaco $h(t)$ pode ser descrita pela equação 3, em que h_0 é a espessura desejada do cavaco, T é o período de revolução dado pelo inverso da velocidade rotacional da máquina, $y(t)$ é a superfície gerada pela ferramenta na revolução atual e $y(t - T)$ a superfície gerada na revolução anterior (ALTINTAS, 2012).

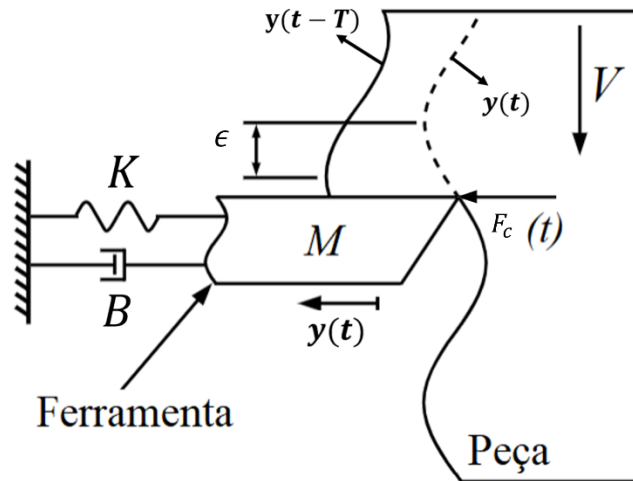
$$h(t) = h_0 - [y(t) - y(t - T)] \quad (3)$$

Portanto, substituindo a equações 2 e 3 em 1, chegamos à forma completa da força de corte como dependente do tempo:

$$F_c(t) = k_c a [h_0 - y(t) + y(t - T)] \quad (4)$$

O efeito regenerativo e o mecanismo de formação de cavaco para uma operação torneamento é mostrado na Figura 3. Considera-se aqui que a operação pode ser simplificada como corte ortogonal e o sistema é modelado como tendo um grau de liberdade, no qual a peça usinada é rígida enquanto a ferramenta é flexível.

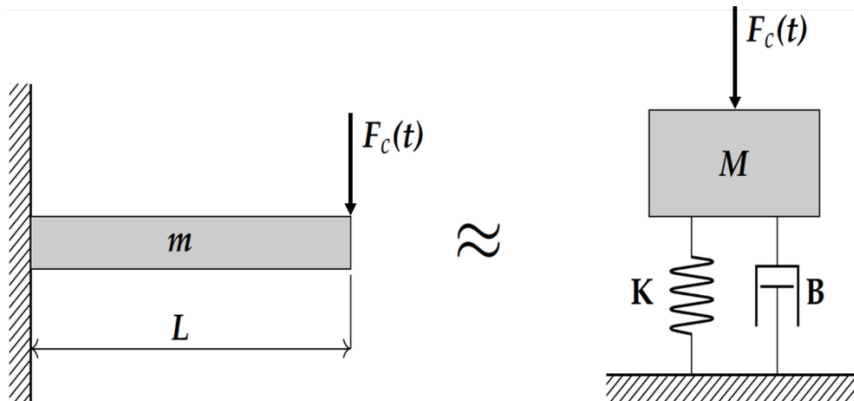
Figura 3 – Efeito regenerativo durante processo de corte



Fonte: Adaptado de Siddhura e Paurobally (2012)

Na Figura 3 os parâmetros M , K e B correspondem a massa, rigidez e coeficiente de amortecimento equivalentes da ferramenta, respectivamente. Para obtenção dos parâmetros equivalentes pode-se assumir a ferramenta como sendo uma viga engastada-livre de comprimento L e seção transversal retangular submetida a uma força concentrada, dada pela equação 4, em sua extremidade livre, como ilustrado na Figura 4.

Figura 4 – Equivalência entre uma viga engastada e um massa-mola-amortecedor



Fonte: Próprio autor

Dessa forma, M , K e B são dados pelas Equações 5, 6 e 7, sendo E o módulo de elasticidade da viga, I a momento de inércia de área e ξ o fator de amortecimento da estrutura.

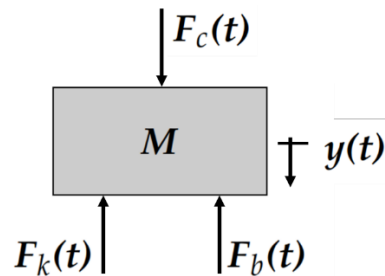
$$M = m \frac{33}{140} \quad (5)$$

$$K = 3 \frac{EI}{L^3} \quad (6)$$

$$B = 2\xi\sqrt{KM} \quad (7)$$

O diagrama de corpo livre da massa M do modelo equivalente é mostrado na Figura 5. Nota-se que estão representados o deslocamento da ponta da ferramenta de corte $y(t)$ bem como as forças atuantes no corpo: Força de corte $F_c(t)$, Força elástica $F_k(t)$ e Força de amortecimento $F_b(t)$.

Figura 5 – Diagrama de corpo livre de M



Fonte: Próprio autor

A força elástica é proporcional à deformação sofrida pela mola (e, nesse caso, pelo corpo) e é dada pela equação 8 enquanto a força de amortecimento é proporcional à velocidade e é dada pela equação 9.

$$F_k = K y(t) \quad (8)$$

$$F_b = B \dot{y}(t) \quad (9)$$

Aplicando a segunda lei de Newton na massa M , tem-se:

$$\sum F = F_c(t) - F_k(t) - F_b(t) = M\ddot{y}(t) \quad (10)$$

Reorganizando a equação, obtém-se:

$$M\ddot{y}(t) + F_b(t) + F_k(t) = F_c(t) \quad (11)$$

Substituindo as equações 8 e 9 na equação 11, chega-se à equação 12.

$$M\ddot{y}(t) + B \dot{y}(t) + K y(t) = F_c(t) \quad (12)$$

Aplicando a transformada de Laplace à equação 12, e considerando as condições iniciais nulas, tem-se:

$$[Ms^2 + B s + K]Y(s) = F_c(s) \quad (13)$$

Logo, a função de transferência da estrutura que relaciona o deslocamento com a força de corte pode ser escrita como:

$$\phi(s) = \frac{Y(s)}{F_c(s)} = \frac{\omega_n^2}{K(s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (14)$$

Em que ω_n é a frequência natural da estrutura e é dada por 15.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (15)$$

Além disso, a frequência na qual um sistema amortecido vibra é levemente inferior à frequência natural, e é chamada de frequência natural amortecida ω_d , dado por 16, enquanto a frequência de ressonância, chamada de frequência de pico ω_p , é dada por 17, válido para $\xi < \sqrt{2}/2$.

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (16)$$

$$\omega_p = \omega_n \sqrt{1 - 2\xi^2} \quad (17)$$

Para o problema estudado, $F_c(s)$ é a transformada de Laplace da força de corte, equação 4, e é dada pela equação 18:

$$F_c(s) = k_c a h(s) \quad (18)$$

em que

$$h(s) = \mathcal{L}\{h(t)\} = h_0 + (e^{-sT} - 1)Y(s) \quad (19)$$

Portanto, a vibração na ponta da ferramenta causada pela variação da força de corte devido às oscilações na espessura do cavaco pode ser representada pela equação 20:

$$Y(s) = k_c a h(s) \phi(s) \quad (20)$$

Substituindo $Y(s)$ em $h(s)$, resulta em:

$$h(s) = h_0 + (e^{-sT} - 1)k_c a h(s) \phi(s) \quad (21)$$

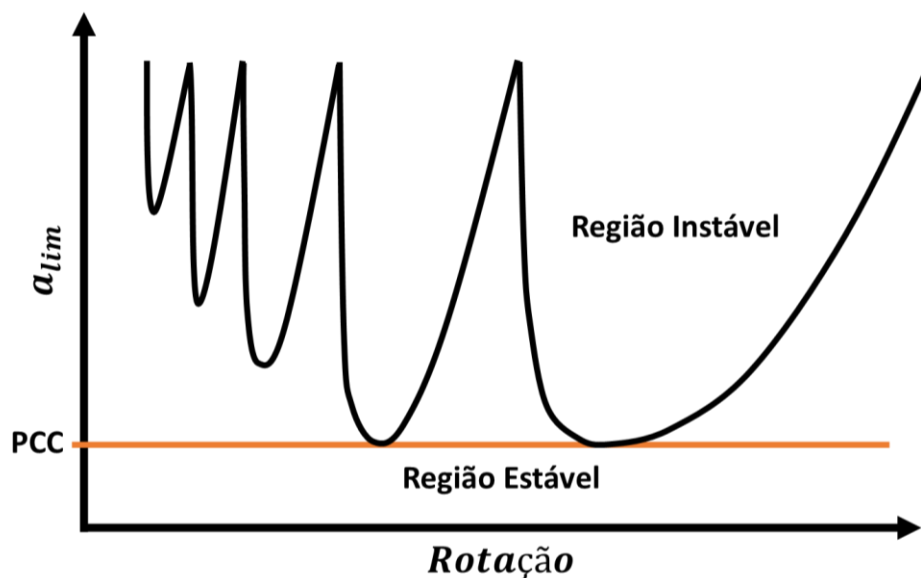
Dessa forma, chega-se à função de transferência entre a espessura dinâmica e a espessura desejada do cavaco (ALTINTAS, 2012).

$$\frac{h}{h_0}(s) = \frac{1}{1 + (1 - e^{-sT})k_c a \phi(s)} \quad (22)$$

2.4. Diagrama de Lóbulos de Estabilidade (DLE)

A estabilidade em um processo de torneamento cilíndrico é caracterizada por uma profundidade limite de corte (a_{lim}) dependente da rotação do eixo-árvore (PIERSOL, PAEZ e HARRIS 2010). Esta profundidade limite de corte pode ser representada graficamente através de um Diagrama de Lóbulos de Estabilidade (DLE), exemplificado pela Figura 6, o qual possui a_{lim} em seu eixo vertical e a rotação da máquina no eixo horizontal.

Figura 6 – Diagrama de Lóbulos de Estabilidade



Fonte: Adaptado de Kashyzadeh e Ghorabi (2012)

Combinações de rotação e profundidade de corte que estejam abaixo da curva garantem estabilidade na usinagem (usinagem livre de *chatter*), enquanto combinações acima da curva levam à instabilidade. Combinações sobre a curva são chamadas de criticamente estáveis e apresentam *chatter* de amplitude constante ao longo do tempo.

Existe ainda um valor máximo de a_{lim} para o qual o corte será estável para qualquer valor de rotação do eixo-árvore (SANTOS, 2011). Esse valor é conhecido como profundidade crítica de corte (PCC) e seu valor depende dos materiais e geometria dos componentes do sistema.

A estabilidade no corte é determinada pelas raízes da equação característica da FT dada pela equação 22, ou seja, para os valores de s que satisfaça a igualdade:

$$1 + (1 - e^{-sT})k_c a \phi(s) = 0 \quad (23)$$

Assumindo que as raízes da equação característica tenham a forma $s = \sigma + j\omega_c$, existem três cenários possíveis:

- $\sigma > 0$: a parte real da raiz é positiva e, portanto, a solução no domínio do tempo possui um termo de expoente positivo, resultando em uma resposta que cresce com o tempo e em um sistema instável.
- $\sigma < 0$: a parte real da raiz é negativa e, portanto, a solução no domínio do tempo possui um termo de expoente negativo, resultando em uma resposta que se estabiliza em um determinado valor e em um sistema estável.
- $\sigma = 0$: a parte real da raiz é nula, resultando em uma resposta de amplitude constante e em um sistema criticamente estável.

Para o terceiro cenário ($\sigma = 0$), as raízes possuem apenas a parte complexa $s = j\omega_c$ e a equação característica se torna

$$1 + (1 - e^{-j\omega_c T})k_c a_{lim} \phi(j\omega_c) = 0 \quad (24)$$

em que ω_c é a frequência de *chatter*, que é próxima, mas não igual à frequência natural da estrutura.

É importante observar que $\phi(s = j\omega_c)$ é, na verdade, a função de resposta em frequência do sistema e essa pode ser dividida em parte real e imaginária:

$$\phi(j\omega_c) = G(\omega_c) + jQ(\omega_c) \quad (25)$$

Dessa forma, usando a identidade de Euler $e^{-j\omega_c T} = \cos(\omega_c T) - j\text{sen}(\omega_c T)$, a equação característica também pode ser dividida em partes Real e Imaginária:

$$\begin{aligned} \{1 + k_c a_{lim}[G(1 - \cos(\omega_c T)) - Q\text{sen}(\omega_c T)]\} \\ + j\{k_c a_{lim}[Q(1 - \cos(\omega_c T)) + G\text{sen}(\omega_c T)]\} = 0 \end{aligned} \quad (26)$$

Para que a igualdade seja satisfeita, tanto a parte real quanto a imaginária devem ser nulas. Considerando apenas a parte imaginária da equação:

$$k_c a_{lim}[Q(1 - \cos(\omega_c T)) + G\text{sen}(\omega_c T)] = 0 \Leftrightarrow Q(1 - \cos(\omega_c T)) + G\text{sen}(\omega_c T) = 0$$

Logo, sabendo que a tangente da fase ψ é o quociente da parte imaginária pela parte real de sua equação característica, chega-se à equação 27.

$$\frac{Q(\omega_c)}{G(\omega_c)} = \frac{\text{sen}(\omega_c T)}{\cos(\omega_c T) - 1} = \tan(\psi) \quad (27)$$

A aplicação de identidades trigonométricas leva à seguinte equação:

$$\tan(\psi) = \frac{\cos\left(\frac{\omega_c T}{2}\right)}{1 - \cos\left(\frac{\omega_c T}{2}\right)} = \tan\left[\left(\frac{\omega_c T}{2}\right) - \left(\frac{3\pi}{2}\right)\right] \quad (28)$$

Pode-se obter, então, a seguinte relação.

$$\omega_c T = 3\pi + 2\psi \quad (29)$$

Portanto, a velocidade rotacional do eixo-árvore e a frequência de vibração *chatter* ω_c tem relação que afeta a espessura dinâmica do cavaco. Se $\omega_c = 2\pi f_c$, em que f_c é a frequência de *chatter* em Hertz, o número de ondulações na superfície da peça usinada durante uma rotação do eixo-árvore pode ser descrita por k ondulações completas mais uma fração de ondulação $\epsilon/2\pi$, sendo $\epsilon = 3\pi + 2\psi$ a diferença de fase entre as ondulações da superfície interna $y(t)$ e externa $y(t - T)$, como segue:

$$f_c T = k + \frac{\epsilon}{2\pi} \quad (30)$$

Logo, a relação entre o período T de revolução do eixo-árvore e a frequência de *chatter* f_c é dada pela seguinte equação:

$$T = \frac{2k\pi + \epsilon}{2\pi f_c} \quad (31)$$

Considerando agora a parte real da equação 26 pode-se encontrar a profundidade limite de corte a_{lim} .

$$1 + k_c a_{lim} [G(1 - \cos(\omega_c T)) - Q \text{sen}(\omega_c T)] = 0$$

$$a_{lim} = \frac{-1}{k_c G \left[(1 - \cos(\omega_c T)) - \frac{Q}{G} \text{sen}(\omega_c T) \right]} \quad (32)$$

Substituindo a equação 27 em 32 e fazendo algumas manipulações obtém-se a_{lim} .

$$a_{lim} = \frac{-1}{2k_c G(\omega_c)} \quad (33)$$

Como a_{lim} é uma grandeza física, a solução só faz sentido para valores negativos da parte real $G(\omega_c)$ da função de transferência do sistema, já que estes tornam a_{lim} positivo.

2.5. Pesquisas recentes em análise e controle de vibrações em usinagem

Lee, Nian e Tarn (1999) mostraram que é possível reduzir vibrações *chatter* alterando a função de resposta em frequência (FRF) do conjunto porta-ferramentas através da adição de um Absorvedor Dinâmico de Vibração (ADV). O ADV, composto por um conjunto massa-mola-amortecedor, quando ajustado de forma a ter um alto coeficiente de amortecimento e uma frequência natural próxima ao do porta-ferramentas ao que foi acoplado, funciona como um dissipador de vibrações. A redução nas vibrações durante o processo de torneamento prevista nas simulações foi comprovada experimentalmente.

Chiaradia (2021) estudou os efeitos de materiais piezoelétricos associados a circuitos *shunt* na redução de *chatter* em processo de torneamento convencional. Uma modelagem do sistema seguido de um estudo paramétrico mostrou que para valores de resistência e indutância ótimos o conjunto piezoelétrico-*shunt* reduz em duas ordens de grandeza as amplitudes de vibração do porta ferramentas na região de ressonância e tem impactos positivos na redução do *chatter*, elevando a Profundidade Crítica de Corte do processo em cinco vezes para o sistema simulado.

Burtscher e Fleischer (2017) desenvolveram um amortecedor de massa sintonizada adaptável. O dispositivo permite o ajuste de sua massa para se adequar à frequência natural da máquina ferramenta nas diferentes configurações de usinagem. A introdução do dispositivo reduziu em 52% a magnitude da parte real negativa da FRF do sistema, o que se traduziu em uma amplitude de vibração 17% menor na frequência de ressonância nos experimentos conduzidos e uma redução na incidência de *chatter*.

O efeito de um amortecedor Magneto-reológico na redução de vibrações durante o torneamento duro (torneamento de materiais de dureza acima de 45 HRC) foi investigado por Paul e Varajan (2012). Para tal, os autores projetaram e construíram um amortecedor MR e verificaram experimentalmente os impactos da variação da forma dos componentes do amortecedor proposto, bem como da composição do fluido MR e corrente elétrica aplicada no torneamento de aço AISI 4340 de dureza 46 HRC. O estudo mostrou que a redução nas vibrações e força de corte são melhores para maiores valores de tensão aplicada (em corrente contínua), e para maiores valores de viscosidades e tamanho das partículas férreas do fluido.

3. Amortecedores magneto-reológicos

Neste capítulo é discutido o conceito de materiais inteligentes, com ênfase nos fluídos magneto-reológicos. Um modelo matemático que descreve o comportamento de um amortecedor MR é apresentado e, por fim, algumas aplicações destes dispositivos são discutidas através de pesquisas recentes sobre o tema.

3.1. Materiais inteligentes

Materiais inteligentes são materiais que apresentam acoplamento entre domínios físicos distintos, geralmente o domínio mecânico e um não mecânico (SAVI, 2013). Essa característica torna esses materiais altamente responsivos a estímulos ambientais e concede a eles inúmeras aplicações que os distinguem dos materiais tradicionais, sendo utilizado comumente com dois propósitos distintos (SCHWARTZ, 2008):

- Atuadores: tem propriedades como forma, rigidez, cor ou opacidade alteradas sob aplicação de tensão, campo magnético, campo elétrico, temperatura ou outro estímulo;
- Sensores: respondem a mudanças ambientais com uma saída em tensão ou outra grandeza que pode ser interpretada.

Os principais tipos de materiais inteligentes estão dispostos na Tabela 1.

Tabela 1 – Tipos de materiais inteligentes

Tipo	Descrição
Ligas com Efeito de Memória de Forma	Materiais que memorizam e podem recuperar sua forma inicial quando submetido a uma condição conhecida
Piezoelétricos	Materiais que transformam deformações mecânicas em tensões elétricas e vice-versa
Magnetorestritivos e Eletrorestritivos	Materiais que têm suas dimensões alteradas sob campos magnéticos ou campos elétricos
Crômicos	Materiais que alteram sua cor e/ou opacidade quando submetido a um estímulo (temperatura, luz, campo elétrico, campo magnético, etc.)
Magneto-reológico e Eletro-reológico	Materiais que tem propriedades reológicas alteradas na presença de campo magnético ou campo elétrico

Fonte: Bahl et al (2020) e Schwartz (2008)

3.2. Fluido magneto-reológico e suas aplicações

Os fluidos Magneto-reológicos (MR) são fluidos controláveis pertencentes a uma classe de materiais inteligentes que também inclui os fluidos Eletro-reológicos (ER). Enquanto os fluidos ER respondem a aplicação de campos elétricos intensos e que demandam altas tensões, os fluidos MR respondem a aplicação de campos magnéticos que não requerem grandes tensões e fazem uso de correntes moderadas. Como vantagem, os fluidos MR podem alcançar altos valores de tensão de escoamento utilizando baixos valores de tensão elétrica, não sofrendo assim ruptura dielétrica (SCHWARTZ, 2008).

Os fluidos MR foram descobertos em meados da década de 1940 por Jacob Rabinow e foram brevemente estudados nas duas décadas subsequentes. No entanto, na segunda metade da década de 1960 perdeu o lugar no interesse dos pesquisadores para os fluidos ER, voltando a ganhar atenção somente em 1990 por conta das grandes limitações encontradas na aplicação dos fluidos ER.

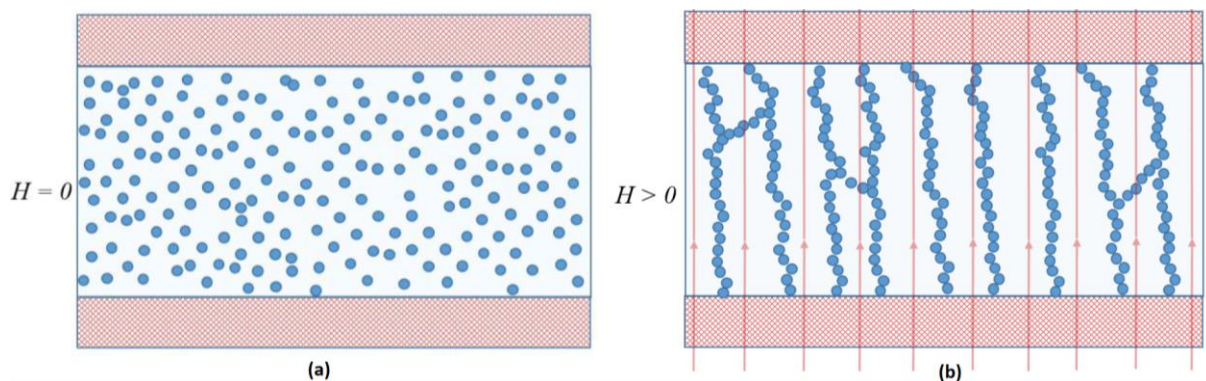
Savi (2008) descreve um fluido MR como sendo “uma suspensão de sólidos que apresenta mudanças drásticas nas propriedades reológicas devido à aplicação de campos eletromagnéticos”. Fluidos MR apresentam comportamento newtoniano quando na ausência de campo magnético e, quando na presença de campo magnético, têm sua viscosidade alterada, se comportando como um semi-sólido em um campo intenso. Esses fluidos são compostos por três partes essenciais (SCHWARTZ, 2008):

- Partículas polarizáveis: partículas de diâmetro médio de 1 a 10 μ m polarizáveis magneticamente, tipicamente ferro;
- Aditivos: substância adicionadas ao fluido para evitar problemas de sedimentação, aglomeração de partículas, oxidação e melhorar a capacidade lubrificante;
- Fluido carregador: líquido que comporta as partículas polarizáveis e aditivos, geralmente composto de óleos minerais e/ou sintéticos.

Em um fluido MR típico as partículas polarizáveis correspondem de 20% a 45% do volume total e a escolha da fração volumétrica adequada para cada aplicação deve ser feito com cautela já que tem impacto direto nas características reológicas sob influência de campo magnético e na ausência do mesmo, apesar dessa relação evoluir mais rapidamente para este último.

O comportamento do fluido MR na ausência de campo magnético ($H=0$) é mostrado na Figura 7a. Nesse caso as partículas se distribuem aleatoriamente no fluido que se comporta como um fluido newtoniano, apresentando uma relação linear entre tensão e deformação. Na Figura 7b é ilustrado o comportamento do fluido na presença de um campo magnético, em que ocorre o alinhamento das partículas e o fluido desenvolve uma tensão de escoamento, passando a se comportar como um semi-sólido.

Figura 7 – Comportamento do MR (a) na ausência e (b) na presença de campo magnético



Fonte: Qader et al (2008)

A tensão de escoamento desenvolvida *on-state* (na presença de campo magnético) é função da intensidade do campo aplicado e pode ser representada pela relação empírica dada pela equação 34. Uma vez ultrapassado a tensão de escoamento, o fluido passa a escoar com viscosidade semelhante àquela apresentada no *off-state*.

$$\tau(H) = 271700 \cdot \varphi^{1,5239} \cdot C \cdot \tanh(6,33 \cdot 10^{-6} \cdot H) \quad (34)$$

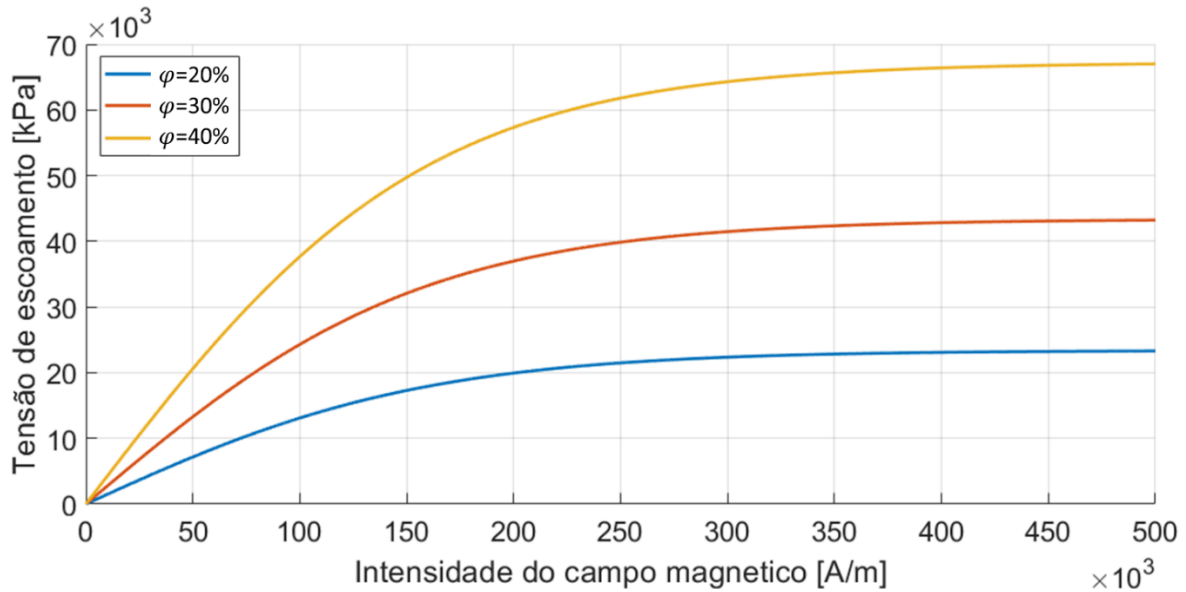
Em que:

- φ é a fração volumétrica de partículas
- H é a intensidade de campo magnético [A/m]
- C é a constante do fluido carregador (1.0 para óleos a base de hidrocarbonetos, 0.95 para óleos a base de silicone e 1.16 para água)

Na Figura 8 estão apresentadas as curvas de tensão de escoamento para três frações volumétricas de partículas ferromagnéticas. Nota-se que para intensidades de campo magnético a partir de $350kA/m$ ocorre a saturação da tensão, e esta cresce muito pouco a medida que o

campo se intensifica. Portanto, uma intensidade máxima de campo magnético para projetos fica abaixo do valor de saturação.

Figura 8 – Tensão de escoamento x Intensidade do campo magnético



Fonte: Próprio autor

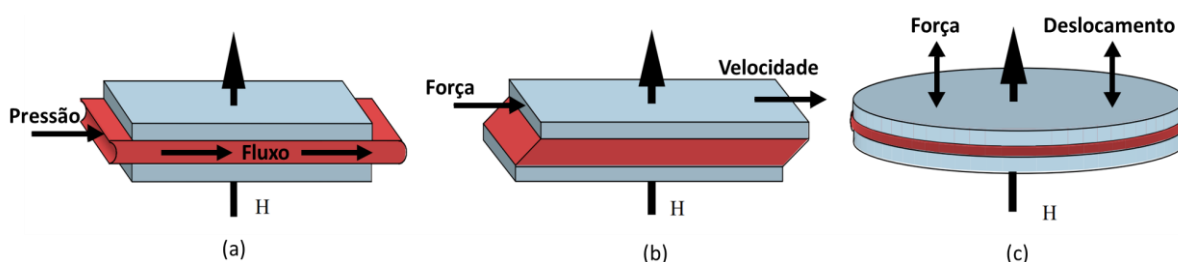
Dispositivos que utilizam fluidos MR funcionam segundo uma (ou uma combinação) das três formas básicas de operação: modo válvula, modo cisalhamento e modo compressão.

No modo válvula, Figura 9a, o fluido MR é forçado a passar entre os polos magnéticos fixos. Os polos aplicam um campo magnético transversal ao fluxo, controlando a viscosidade local do fluido e atuando como uma válvula. Este modo de operação é muito utilizado em amortecedores.

Já no modo cisalhamento, ilustrado pela Figura 9b, ocorre o movimento relativo, paralelo, entre os polos magnéticos que abrigam o fluido MR entre si, os tornando interessantes para sistemas de embreagens e freios.

No modo compressão, ainda pouco abordado em pesquisas, o fluido MR é submetido a uma força de compressão pelo movimento de aproximação e afastamento dos polos magnéticos, como mostrado na Figura 9c.

Figura 9 – Modos de operação: (a) válvula (b) cisalhamento e (c) compressão



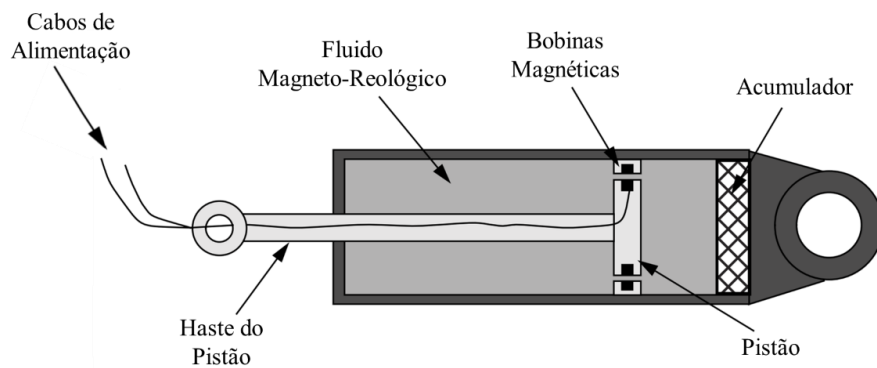
Fonte: Adaptado de Yang (2001)

Apesar de especialmente atrativos na indústria automobilística, os fluidos MR ganharam espaço também nas indústrias de construção civil, com destaque aos amortecedores voltados para absorção de cargas provenientes de abalos sísmicos em edifícios, na indústria aeroespacial, com aplicação no conjunto trem de pouso, e na indústria biomédica, com próteses que apresentam comportamento mais próximo ao corpo humano.

3.3. Modelos matemáticos para amortecedores magneto-reológicos

As aplicações mais comuns de fluidos Magneto-reológico são em amortecedores para dissipação de energia. O que os tornam atrativos para diversas indústrias é o fato dos amortecedores MR se enquadrarem como dispositivos semiativos, tendo a versatilidade e adaptabilidade de dispositivos ativos, porém com a confiabilidade de dispositivos puramente passivos, já que, no caso de falhas no sistema de controle, o amortecedor MR atua como um amortecedor viscoso comum. Além disso, amortecedores MR podem ser controlados com uma fonte de baixa tensão (abaixo de 24V) e correntes de até 2A (SPENCER et al., 1997). O esquema de um amortecedor MR típico é mostrado na Figura 10.

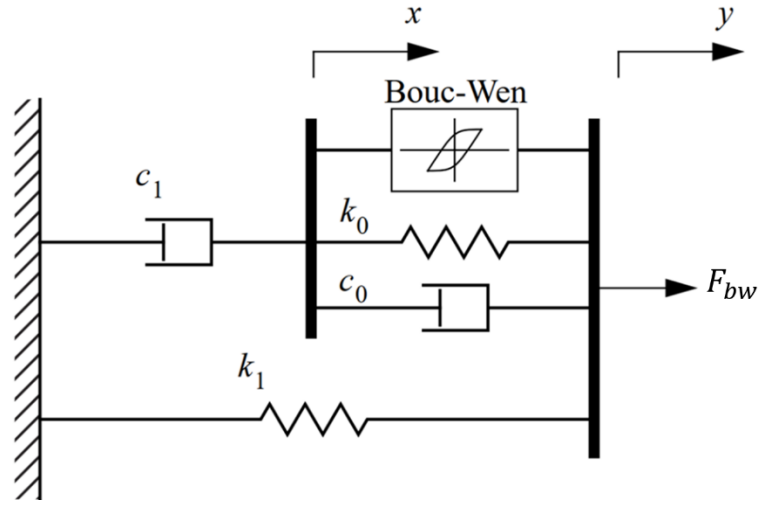
Figura 10 – Esquema de um amortecedor MR típico



Fonte: Adaptado de Spencer et al (1997)

Embora os amortecedores MR se comportem como amortecedores passivos e apresentem resposta de força-velocidade linear na ausência de campo magnético, o comportamento não newtoniano e o desenvolvimento de uma tensão de escoamento no fluido MR quando sob influência de um campo magnético torna a modelagem da resposta desses dispositivos bastante complexa. No *on-state* a resposta dos amortecedores MR tem comportamento histerético e não linear. Şahin, Engin e Çesmecı (2010) compararam os principais modelos paramétricos conhecidos que se adequam as características das curvas de resposta dos amortecedores MR e concluiu que tanto uma modificação do modelo algébrico proposto por Guo e Hu (2005) quanto o modelo de Bouc-Wen modificado proposto por Spencer et al (1997) apresentam *fitting* satisfatórios quando comparados à resposta do sistema real. Para representação das respostas do amortecedor MR, este trabalho adotou o modelo de Bouc-Wen modificado e generalizado para campos magnéticos flutuantes, assim como proposto por Spencer et al (1997). O esquema mecânico do modelo Bouc-Wen modificado está ilustrado na Figura 11.

Figura 11 – Modelo mecânico Bouc-Wen modificado de um amortecedor MR



Fonte: Adaptado de Spencer et al (1997)

Neste modelo, a força F_{bw} é descrita pela equação 35.

$$F_{bw} = \alpha z + c_0(\dot{y} - \dot{x}) + k_0(y - x) + k_1(y - y_0) \quad (35)$$

Em que z é a variável evolucionária governada por

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{y} - \dot{x}|z|z|^{n-1} - \beta(\dot{y} - \dot{x})|z|^n + A(\dot{y} - \dot{x}) \quad (36)$$

Nas equações, a curva de histerese é regida pelos parâmetros γ , β , A e n . A constante k_1 é a rigidez do acumulador, c_0 a constante de amortecimento para grandes velocidades, c_1 a constante de amortecimento que compensa a distorção em baixas velocidades, k_0 é a rigidez que controla o comportamento em altas velocidades e y_0 o deslocamento inicial da mola k_1 .

Considerando apenas a porção superior do modelo, as forças nos dois lados da barra rígida devem ser iguais, ou seja

$$c_1\dot{x} = \alpha z + k_0(y - x) + c_0(\dot{y} - \dot{x}) \quad (37)$$

Resolvendo para \dot{x} chega-se à seguinte equação:

$$\dot{x} = \frac{1}{(c_0 + c_1)} [\alpha z + c_0\dot{y} + k_0(y - x)] \quad (38)$$

Aplicando 37 em 35, a equação da força F_{bw} pode ser reescrita como

$$F_{bw} = c_1 \dot{x} + k_1(y - y_0) \quad (39)$$

Os valores de α , c_0 e c_1 são dependentes da tensão aplicada v e descritas pelas equações 40 a 42.

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_b u \quad (40)$$

$$c_0 = c_{0a} + c_{0b} u \quad (41)$$

$$c_1 = c_{1a} + c_{1b} u \quad (42)$$

Em que

$$\dot{u} = \eta(u - v) \quad (43)$$

3.4. Pesquisas recentes em controle de vibração com uso de amortecedores MR

Muitos estudos têm sido realizados buscando explorar a características únicas dos amortecedores MR no controle de vibrações. Embora haja estudos buscando novos design inovadores de amortecedor MR, a grande maioria desses estudos estão focados no desenvolvimento de sistemas de controle mais responsivos e eficientes.

Bozorgvar e Zahrai (2018) compararam a eficácia de amortecedores MR sob diferentes sistemas de controle na atenuação da resposta sísmica de estruturas. Foi utilizado dados históricos de terremotos registrados e um edifício modelo de três andares. Os resultados mostraram redução das acelerações e deslocamentos laterais dos pavimentos e na tensão de cisalhamento na base do edifício.

Belamurugan et al (2013) estudaram a resposta estacionária de uma suspensão semiativa com amortecedor MR utilizando um modelo 1/4 de carro com 2 graus de liberdade. Na simulação, para descrever o comportamento do amortecedor MR, foi proposto um novo modelo algébrico e considerou-se que o veículo viaja com velocidade constante sobre terreno acidentado. Os resultados obtidos mostraram que a suspensão semiativa reduz a aceleração da massa suspensa e melhoram o conforto dos passageiros e a estabilidade do veículo quando comparado a suspensão passiva.

Phu, Choi e Choi (2016) aplicaram um controle híbrido utilizando controle *neuro-fuzzy*, controle PI e controle por modos deslizantes no estudo da resposta vibratória de um assento veicular. O método proposto foi aplicado no sistema de controle de vibração do assento por meio de um amortecedor MR. A resposta vibratória para duas entradas distintas foi avaliada: uma entrada simulando uma lombada e outra um terreno irregular (excitações randômicas). Também foi estudado os efeitos da perda de fluído MR no desempenho do amortecedor MR e na adaptabilidade do sistema de controle. O estudo mostrou redução satisfatória de deslocamento e aceleração do assento mesmo na condição de perda de fluído MR do amortecedor, resultando em um maior conforto do passageiro e maior confiabilidade do sistema.

O capítulo a seguir apresenta os resultados obtidos em estudo numérico sobre a aplicação de um amortecedor MR na redução de *chatter* durante operação de torneamento.

4. Simulação numérica e resultados

Para simulação do comportamento do conjunto porta-ferramentas modelado no capítulo 2 e do amortecedor Magneto-reológico descrito no capítulo 3, foi utilizado o ambiente de modelagem SIMULINK, juntamente com rotinas de execução em Matlab. As rotinas estão apresentadas nos apêndices A ao apêndice D.

Com o intuito de entender os efeitos da adição de um amortecedor MR no conjunto, definiu-se o porta-ferramentas como sendo um paralelepípedo de dimensões 25x25x150mm (assim como o porta-ferramentas modelo DCLNL 2525M 12 comercializado pela Sandvik Coromant), engastado em sua base e que possui o aço como seu material de composição. Suas características físicas e geométricas estão dispostas Tabela 2.

Tabela 2 – Propriedades do porta-ferramenta

Propriedade	Valor
Comprimento do Porta-Ferramentas (L) [m]	0,15
Espessura do Porta-Ferramentas (D) [m]	0,025
Largura do Porta-Ferramentas (W) [m]	0,025
Modulo de Elasticidade do aço (E) [Pa]	$206,8 \times 10^9$
Densidade de massa do aço (ρ) [kg/m ³]	7800
Massa Equivalente do Porta-Ferramentas (M) [kg]	0,1724
Rigidez Equivalente do Porta-Ferramentas (K) [N/m]	$5,99 \times 10^6$
Fator de amortecimento do aço (ξ)	0,002

Fonte: Norton (2013) e próprio autor

Para fim de simulação, tem-se como hipótese que a constante de corte tem valor fixo e vale $k_c = 10^9 Pa$ para todos os casos, assim como sugerido por Altintas (2012).

Para o modelo Bouc-Wen modificado que descreve o comportamento do amortecedor MR, adotou-se os valores dos parâmetros encontrados por Lai e Liao (2002), alterando o valor do deslocamento y_0 para zero, anulando o efeito do acumulador, assim como apresentado na Tabela 3. Além disso, como estes parâmetros modelam um amortecedor automotivo de grande escala, utilizou-se uma proporção da força exercida por este quando acoplado ao porta-ferramentas (Seção 4.3). A proporção escolhida foi de 1/10 (ou 10% da força).

Por último, para simular os efeitos do amortecedor MR na redução de vibrações *chatter* durante processo de usinagem, considerou-se que o dispositivo está acoplado à extremidade livre do porta-ferramentas, assim como o esquema ilustrado na Figura 12.

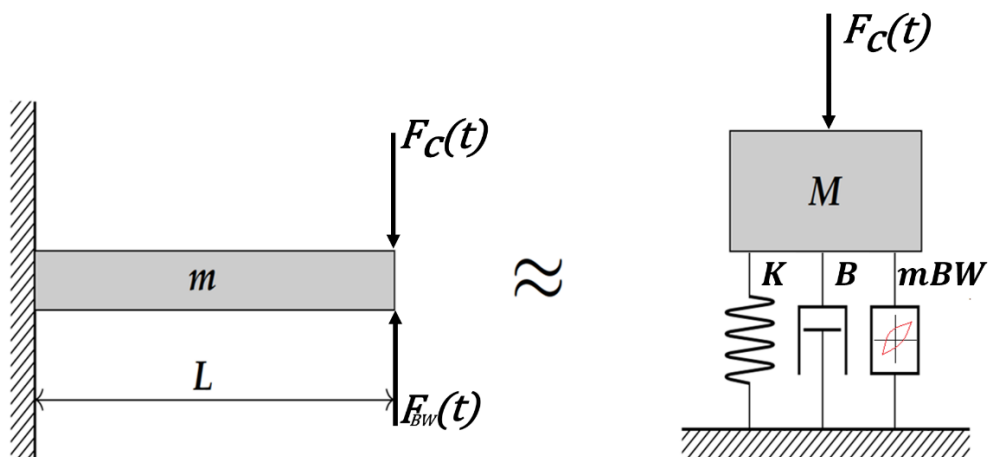
Tabela 3 – Parâmetros modelo Bouc-Wen Modificado

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
c_{0a}	784 Ns/m	α_a	12.441 N/m
c_{0b}	1.803 Ns/Vm	α_b	38.430 N/Vm
k_0	3.610 N/m	γ	136.320 m^{-2}
c_{1a}	14.649 Ns/m	β	2.059.020 m^{-2}
c_{1b}	34.622 Ns/Vm	A	58
k_1	840 N/m	n	2
y_0	0 m	η	190 s^{-1}

Fonte: Adaptado de Lai e Liao (2002)

A adição do amortecedor MR é representado por *mBW* no diagrama de blocos da Figura 12, e este introduz uma força F_{bw} agindo sobre a massa M, porém, o sistema continua tendo 1 grau de liberdade.

Figura 12 – Diagrama de corpo livre para porta-ferramentas com amortecedor MR



Fonte: Próprio autor

Com as características do porta-ferramentas e os parâmetros do modelo Bouc-Wen fixados, as simulações foram organizadas da seguinte forma:

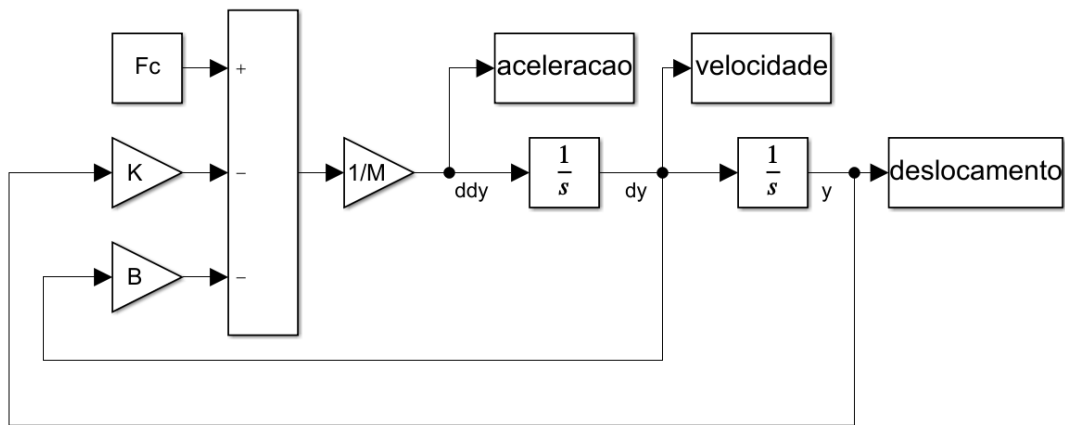
- Seção 4.1 – Implementação e simulação do porta-ferramentas: obtenção do comportamento do porta-ferramentas sem o amortecedor MR e construção de seu DLE;
- Seção 4.2 – Implementação e simulação do modelo dinâmico do amortecedor MR: estudo do comportamento dinâmico do amortecedor através do modelo Bouc-Wen modificado;
- Seção 4.3 – Implementação e simulação do porta-ferramentas com amortecedor MR: obtenção do comportamento do porta-ferramentas com o amortecedor MR e construção de seu DLE;

4.1. Implementação e simulação do porta-ferramentas

Para entender as características do porta-ferramentas sem a aplicação do amortecedor MR, implementou-se o sistema equivalente massa-mola-amortecedor representado pela Figura 4 no SIMULINK. O modelo de blocos é mostrado na Figura 13 e seus parâmetros foram escolhidos de acordo com a Tabela 2.

A partir do modelo construído é possível entender a resposta em deslocamento, velocidade e aceleração do sistema para qualquer entrada de força F_c .

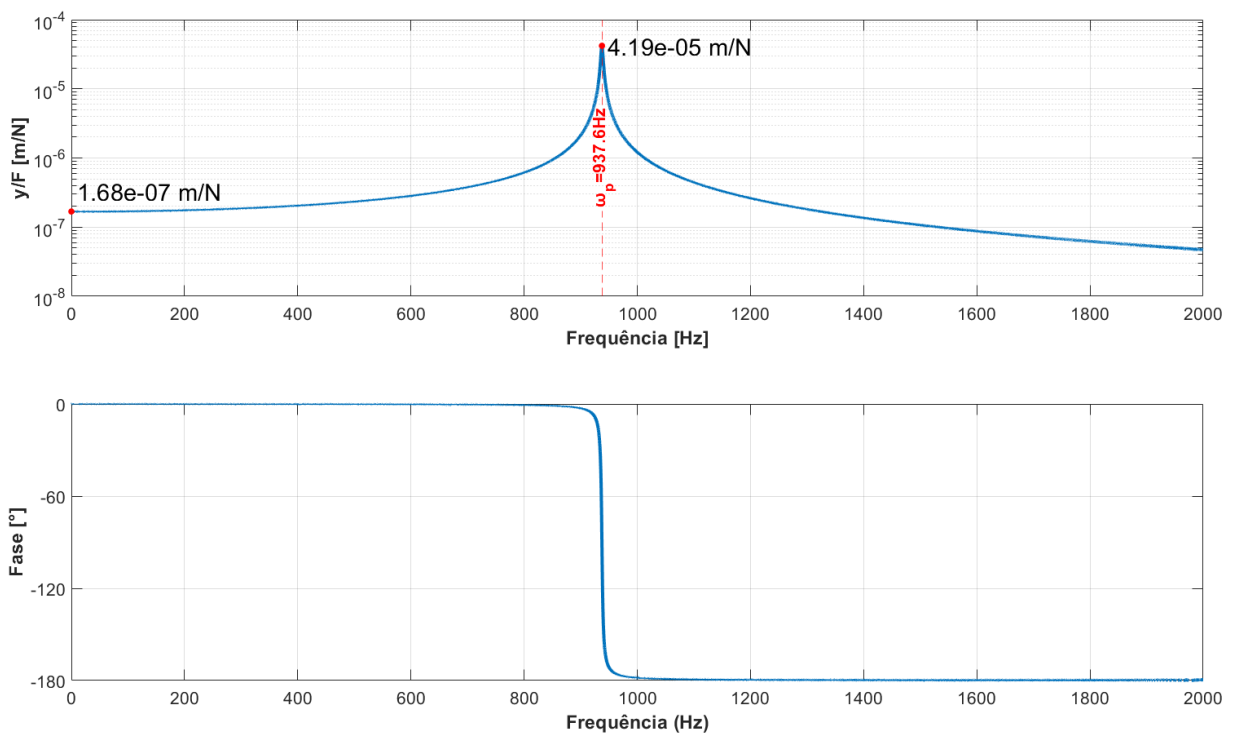
Figura 13 – Diagrama de blocos do porta-ferramentas



Fonte: Próprio autor

Primeiramente a função de resposta em frequência (FRF) do sistema foi gerada, como mostra a Figura 14. A FRF tem comportamento característico de um sistema de segunda ordem subamortecido, apresentando um pico na curva de relação de amplitudes na frequência ressonância, também chamada de frequência de pico, $\omega_p = 937,5\text{Hz} = 5891 \text{ rad/s}$, assim previsto pela Equação 17.

Figura 14 – FRF do porta-ferramentas



Fonte: Próprio autor

Além disso, para baixas frequências a relação de amplitude tende a $1,67 \times 10^{-7} \text{ m/N}$ e o ângulo de fase a 0° enquanto para alta frequências a relação de amplitude tende a zero e a fase a -180° . A Tabela 4 resume as principais informações extraídas da FRF.

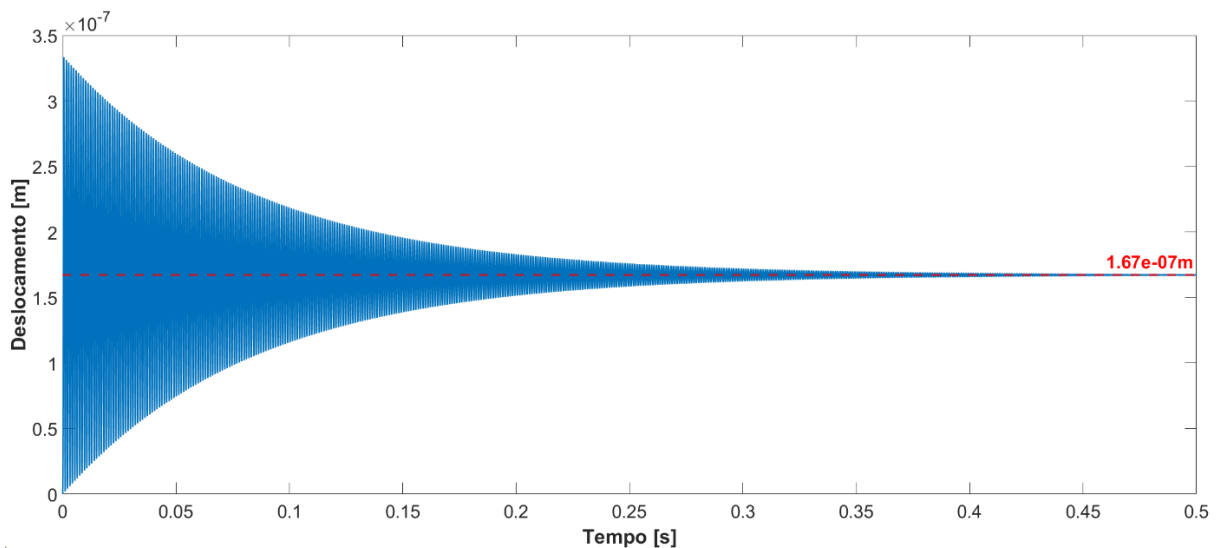
Tabela 4 – Relação de amplitude e fase para o porta-ferramentas

Frequência	y/F [m/N]	Fase [°]
$\omega \rightarrow 0$	$1,67 \times 10^{-7}$	0
$\omega = \omega_p$	$4,18 \times 10^{-5}$	-90
$\omega \rightarrow \infty$	0	-180

Fonte: Próprio autor

Em seguida, uma entrada do tipo degrau unitário foi aplicada ao sistema no tempo $t = 0\text{s}$. A resposta do deslocamento em função do tempo está representada pela Figura 15.

Figura 15 – Resposta do porta-ferramentas ao degrau unitário



Fonte: Próprio autor

O baixo fator de amortecimento do sistema ($\xi=0,002$) implica em um sobre-sinal extremamente alto, além de uma lenta dissipação de energia, que, apesar da alta frequência

natural do sistema, descrita pela equação 15, torna o tempo de acomodação relativamente alto ($t_s \approx 0,332s$). Os principais parâmetros da resposta à função degrau são exibidos na Tabela 5.

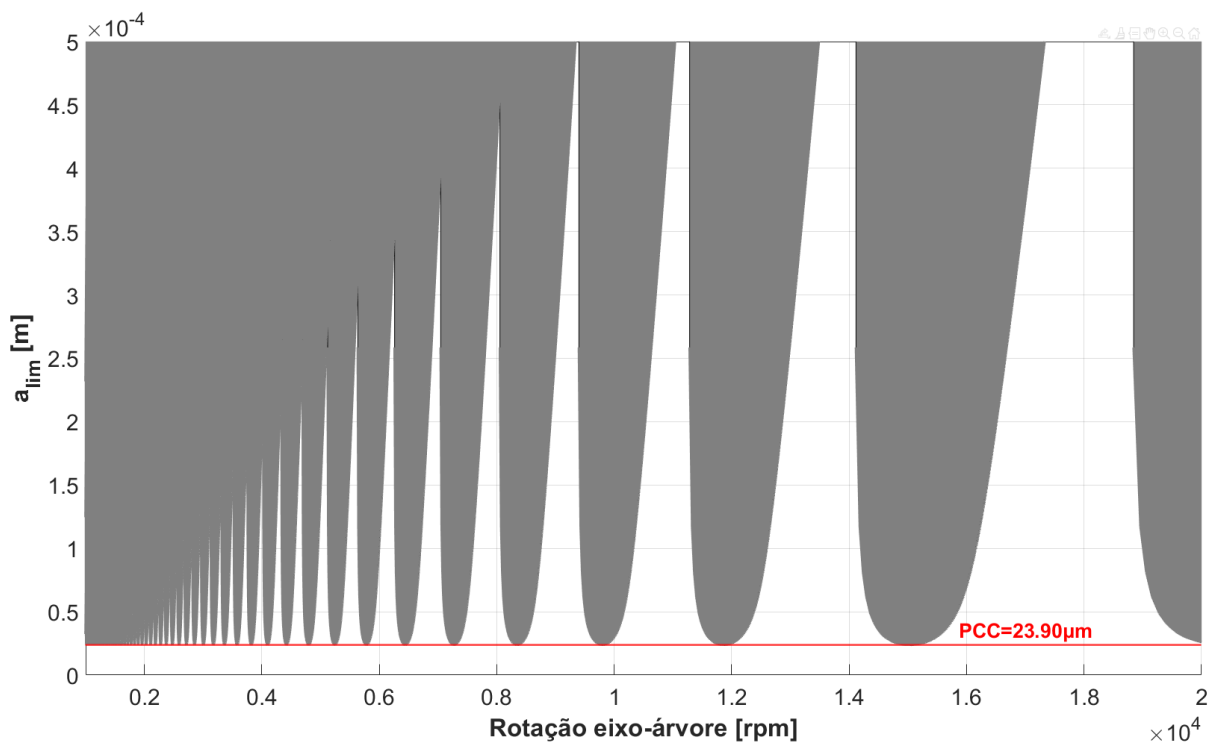
Tabela 5 – Parâmetros da resposta à função degrau

Parâmetro	Valor
Tempo de acomodação (t_s)	0,332s
Sobre-sinal (M_p)	99,37%
Frequência de oscilação (ω_d)	937,5 Hz
Deslocamento em regime permanente	$1,67 \times 10^{-7}m$

Fonte: Próprio autor

Em seguida, gerou-se o diagrama de lóbulos de estabilidade para o porta-ferramentas, como mostra a Figura 16.

Figura 16 – DLE para o porta-ferramentas sem amortecedor MR



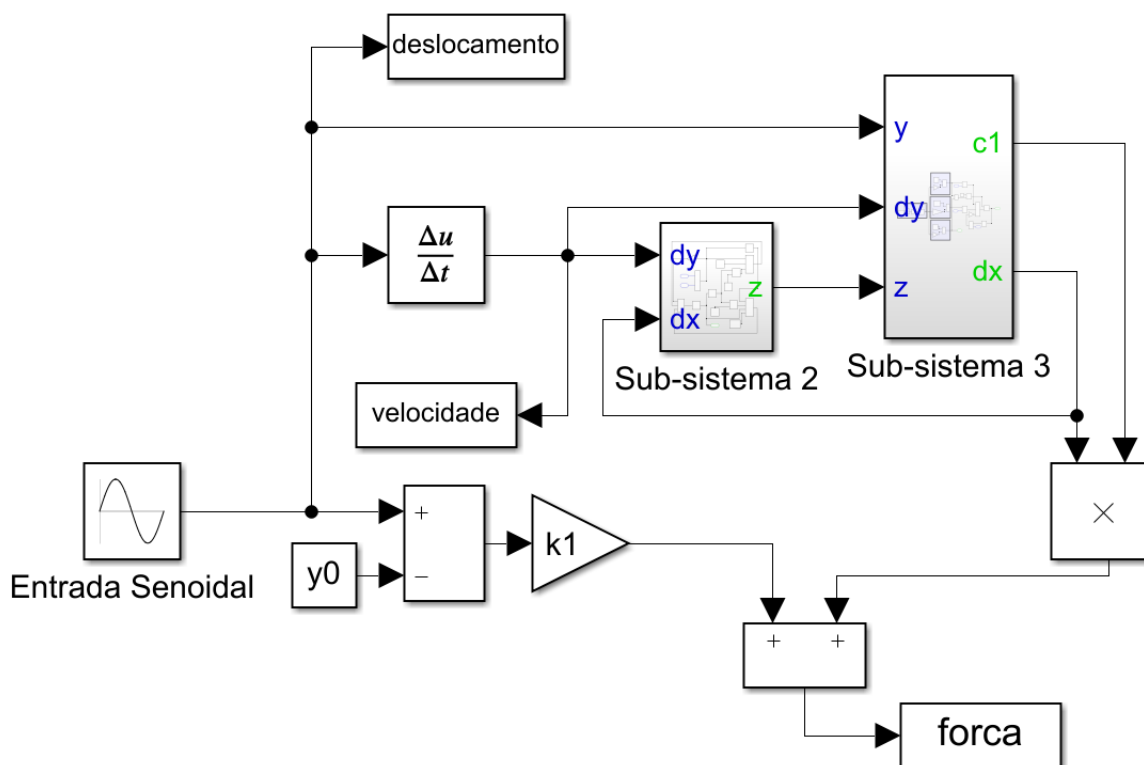
Fonte: Próprio autor

As áreas escuras demarcam as zonas de instabilidade, na qual o sistema passará a vibrar com amplitudes crescentes, podendo chegar à falha de seus componentes. A linha vermelha aponta a profundidade crítica de corte (PCC), que vale $23,90\mu m$ e delimita a profundidade máxima a qual o sistema é estável para qualquer velocidade rotacional do eixo árvore.

4.2. Implementação e simulação do modelo dinâmico do amortecedor MR

Para representação do comportamento do amortecedor MR utilizou-se do modelo Bouc-Wen modificado, assim como descrito na Seção 3.3. Devido a sua complexidade, construiu-se o modelo dinâmico em Simulink através do diagrama de blocos ilustrado na Figura 17.

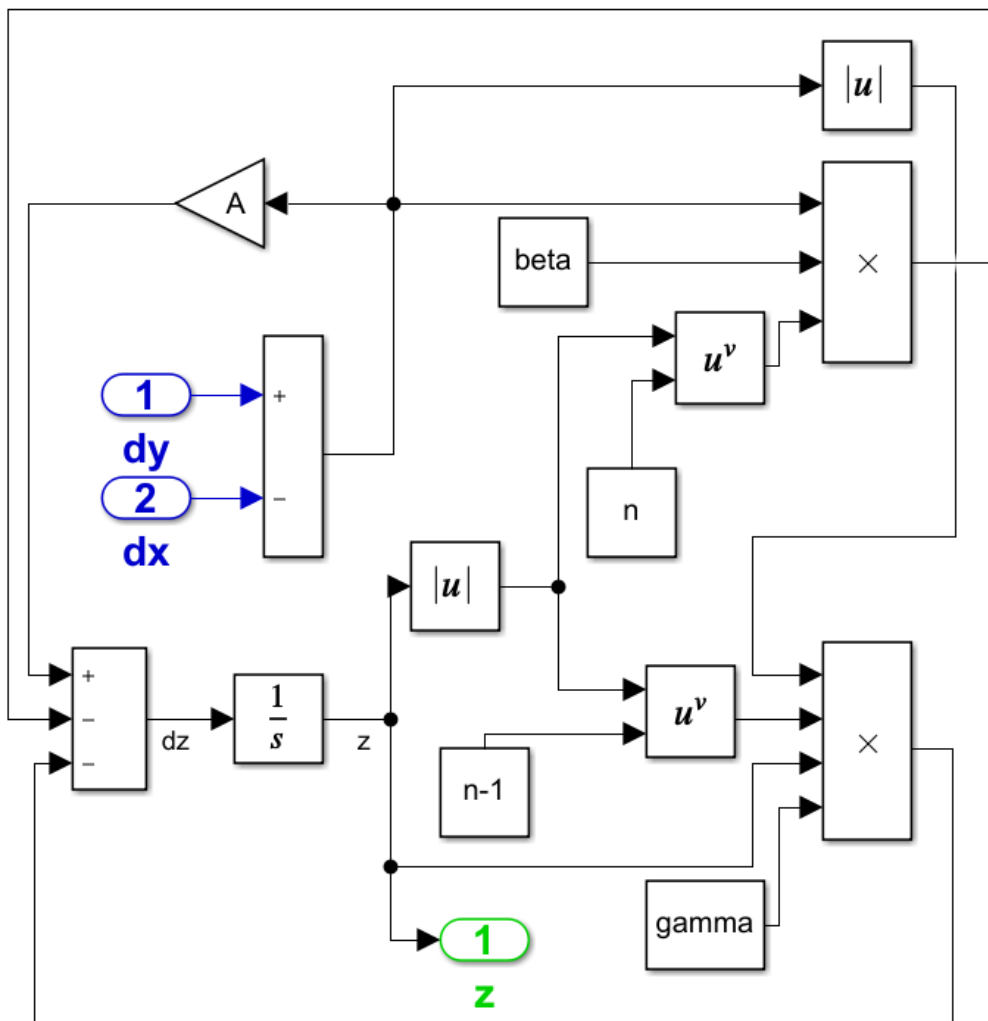
Figura 17 – Diagrama de blocos do modelo Bouc-Wen modificado



Fonte: Próprio autor

Os Sub-sistemas 2 e 3 da Figura 17 estão representados na Figura 18 e Figura 19, respectivamente. As portas representadas em cor azul indicam as entradas dos sub-sistemas enquanto as portas em verde indicam as saídas.

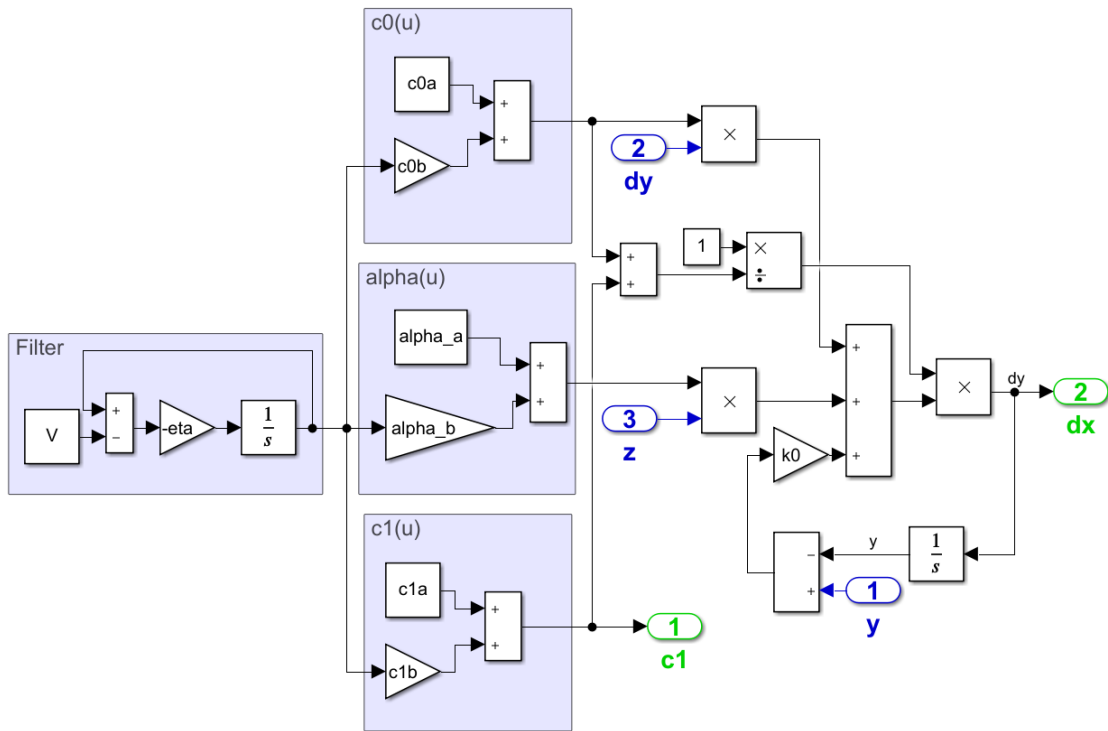
Figura 18 – Expansão do Sub-sistema 2



Fonte: Próprio autor

Os parâmetros que caracterizam o modelo foram escolhidos seguindo os valores apresentados na Tabela 3. Uma entrada de deslocamento senoidal de amplitude 5mm e frequência de 2Hz foi aplicada ao sistema, simulando uma excitação oscilatória da haste do amortecedor MR, o qual o modelo caracteriza. As simulações foram executadas para cinco valores de tensão: 0V; 0,5V; 1V; 1,5V; e 2V.

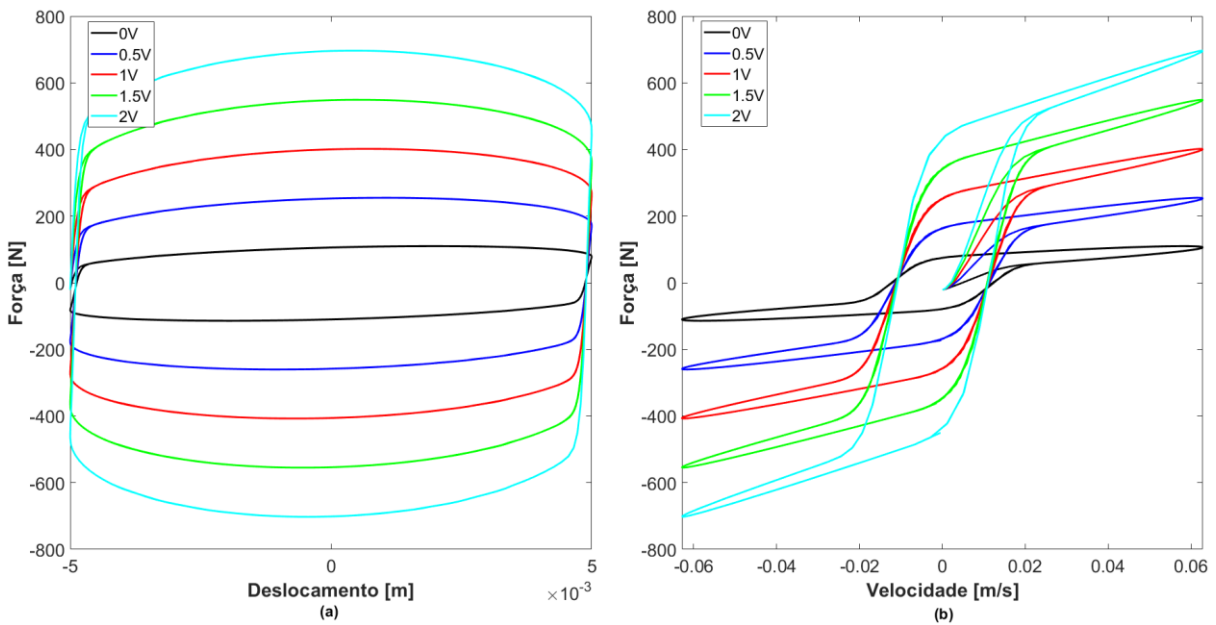
Figura 19 – Expansão do Sub-sistema 3



Fonte: Próprio autor

A Figura 20 (a) exibe a relação força-deslocamento enquanto a Figura 20 (b) a relação força-velocidade para a entrada de deslocamento descrita anteriormente.

Figura 20 – Resposta do modelo Bouc-Wen modificado: (a) força x deslocamento e (b) força x velocidade



Fonte: Próprio autor

O primeiro aspecto a se observar é o comportamento histerético característico dos amortecedores MR. Nota-se, ainda, uma relação direta entre a tensão aplicada ao sistema e a resposta em força, que cresce de maneira quase linear para cada incremento de tensão. Além disso, quando a tensão é nula o sistema ainda apresenta uma resposta diferente de zero, resultado das forças viscosas do fluído carregador. É importante pontuar que, caso y_0 fosse diferente de zero, as curvas de força para ambas as relações não estariam centralizadas em relação a abscissa. Essa assimetria seria resultado do efeito do acumulador presente em alguns amortecedores que, no modelo, é introduzido através do deslocamento inicial y_0 .

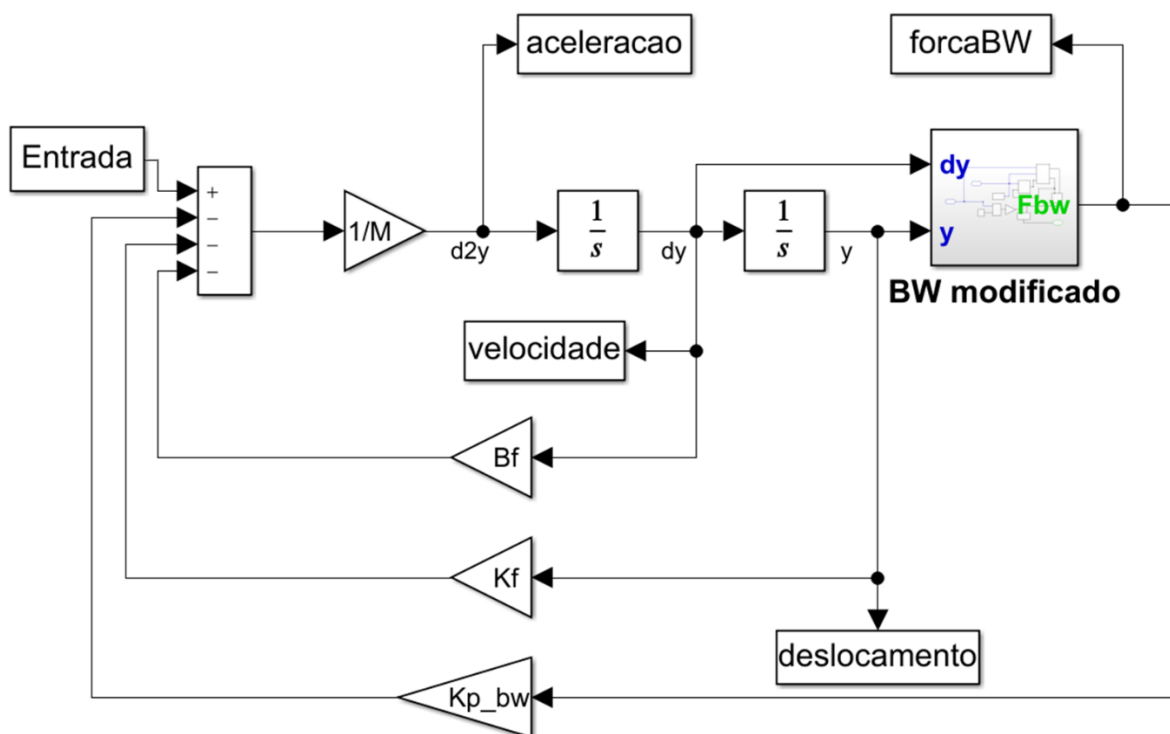
Nota-se também que a relação força-velocidade apresentada na Figura 20 (b) tem comportamento quase linear para altos valores de velocidade, mas a magnitude da força decai ou cresce rapidamente em baixas velocidades, quando há mudança no sentido do deslocamento. Nos amortecedores MR isso ocorre pois o fluído MR adquire uma tensão de escoamento maior quanto mais intenso for o campo magnético o qual está submetido, aumentando a tensão necessária para o escoamento.

4.3. Implementação e simulação do porta-ferramentas com amortecedor MR

Nesta seção implementou-se em Simulink o modelo dinâmico do porta-ferramentas associado ao amortecedor MR, assim como ilustrado na Figura 12. Na prática, o conjunto é uma união do sistema apresentado na Seção 4.1 com o modelo do amortecedor MR apresentado na Seção 4.2. A Figura 21 mostra o diagrama de blocos do conjunto, em que o sub-sistema indicado pelo bloco “BW modificado” representa o modelo dinâmico do amortecedor MR ilustrado na Figura 17. As portas “y” e “dy” são alimentadas com o deslocamento e a velocidade da massa equivalente, respectivamente, “Fbw” é a força imprimida pelo amortecedor MR enquanto “Kp_bw” é a constante de proporcionalidade incluída como um ganho e vale 0 no caso em que o amortecedor não é considerado e 0.1 em todos os outros casos.

As simulações desta seção foram feitas para o porta-ferramentas sem influência do amortecedor MR e comparada ao mesmo sob a influência do dispositivo sob cinco níveis de tensão: 0V; 0,5V; 1V; 1,5V; e 2V.

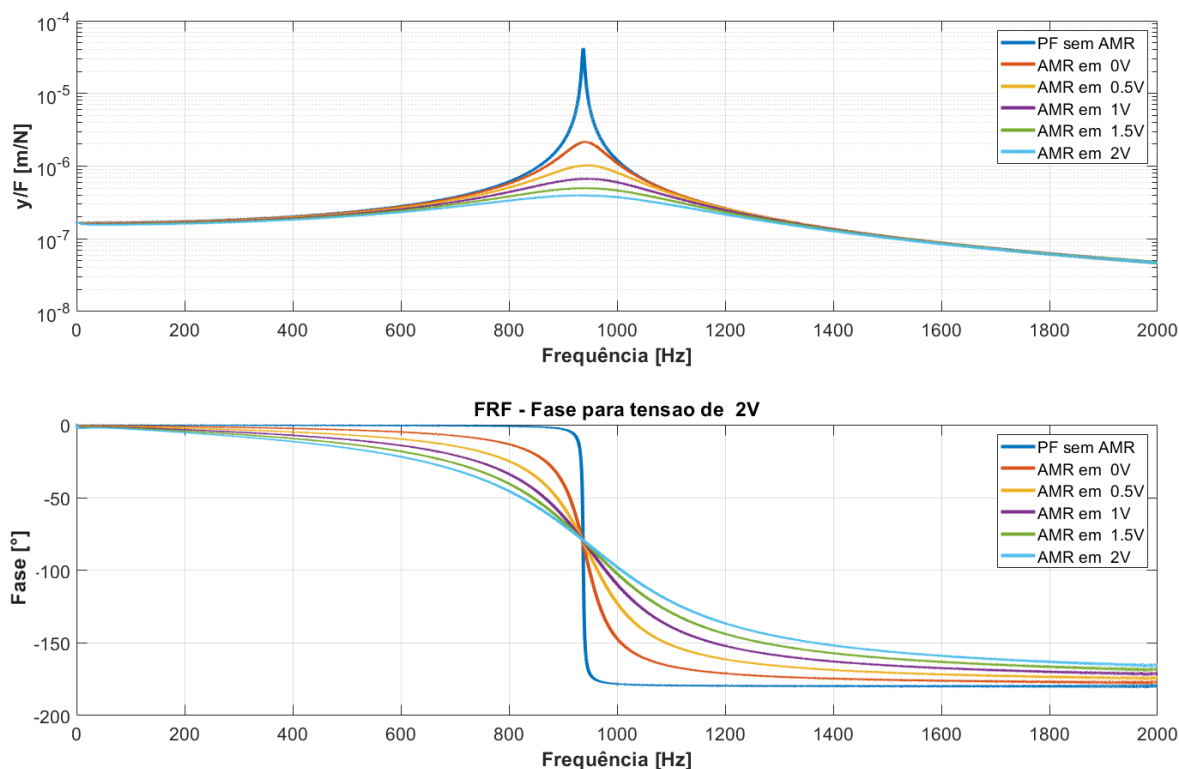
Figura 21 – Diagrama de blocos do porta-ferramentas associado ao amortecedor MR



Fonte: Próprio autor

Para obtenção da FRF do sistema, o bloco “*Chirp Signal*” foi utilizado como entrada de força. Este tipo de entrada gera uma onda senoidal que parte de uma frequência inicial pré-determinada e aumenta linearmente com tempo, alcançando uma frequência final escolhida ao fim do tempo de simulação. Escolheu-se 0Hz como frequência inicial e 2000Hz como frequência final, cobrindo as frequências de interesse. A FT do sistema foi obtida através da função “*tfestimate*” do Matlab para a mesma faixa de frequência da entrada *Chirp* e frequência de amostragem idêntica à de simulação (200kHz). Além disso, como o bloco *Chirp* garante um sinal que parte e termina em zero ao final do tempo de simulação, uma única janela retangular pôde ser utilizada na função *tfestimate* sem o risco de vazamento espectral, eliminando a necessidade da correção de magnitude gerado por janelas não-retangulares. A FRF gerada para o sistema nas condições citadas é mostrada na Figura 22.

Figura 22 – FRF do Porta-ferramentas com e sem amortecedor MR



Fonte: Próprio autor

Para o caso do porta-ferramentas sem o amortecedor MR, indicado por “PF sem AMR” na legenda, o sistema se comporta de maneira idêntica ao sistema da Seção 4.1, como era esperado, com um pico intenso na relação de amplitudes e uma transição rápida do ângulo de fase de 0° para 180° próximo à frequência de ressonância devido ao baixo fator de amortecimento.

Com a adição do amortecedor MR ao porta-ferramentas não há grande mudança na frequência de ressonância, porém, há uma redução expressiva nos valores de pico da relação de amplitudes, enquanto a transição de 0° para 180° do ângulo de fase acontece de forma mais gradativa com o aumento da frequência. Nota-se que esses efeitos são observados mesmo quando não há tensão aplicada ao amortecedor MR, e crescem à medida que os valores de tensão aumentam. A Tabela 6 traz a relação de amplitude para cada configuração simulada.

Outro ponto a se observar é que o sistema, em todas suas variações, apresenta o mesmo valor de deformação para uma mesma carga estática. Isso pode ser inferido pela FRF da Figura 22 para o caso em que $\omega = 0$, já que todas as curvas partem da mesma relação de amplitudes.

Tabela 6 – Relação de amplitudes para o porta-ferramentas para cada configuração

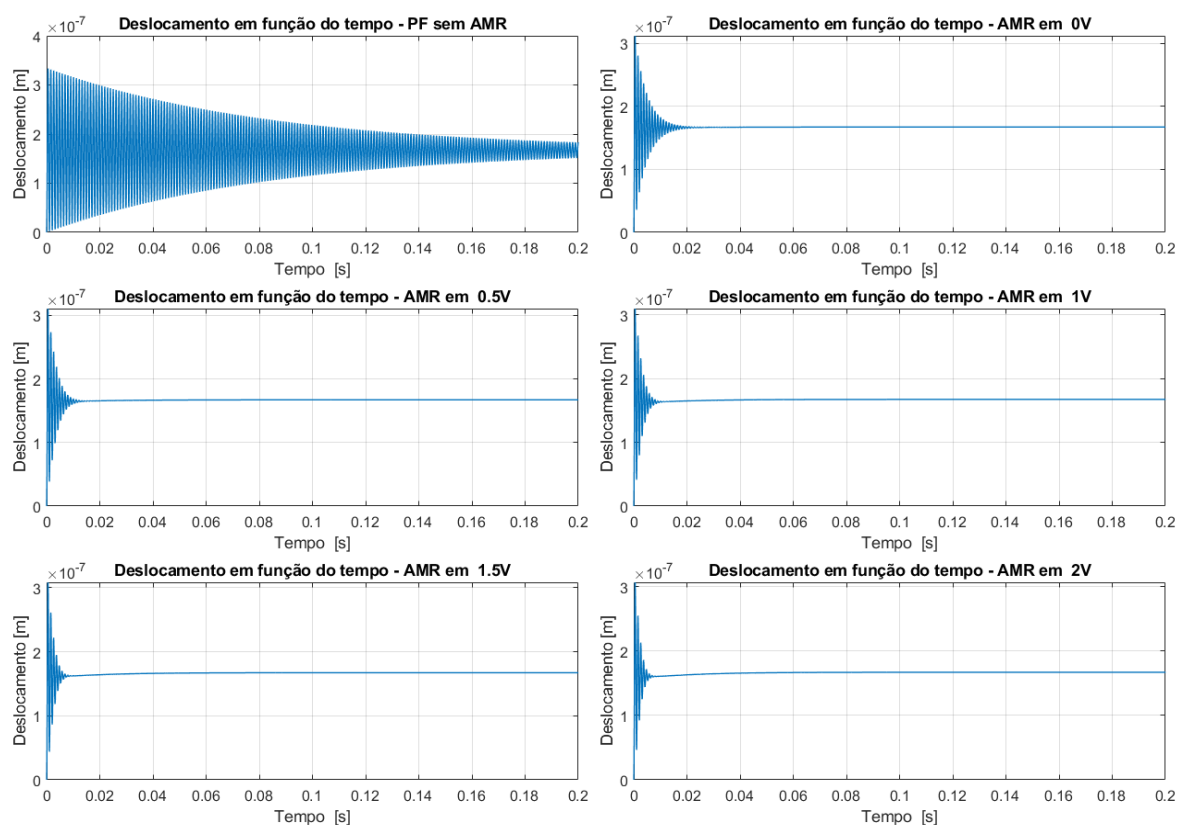
	Relação de amplitudes [m/N]		
	$\omega \rightarrow 0$	$\omega = \omega_p$	$\omega \rightarrow \infty$
PF sem AMR	$1,67 \times 10^{-7}$	$4,18 \times 10^{-5}$	0
AMR em 0V	$1,67 \times 10^{-7}$	$2,15 \times 10^{-6}$	0
AMR em 0,5V	$1,67 \times 10^{-7}$	$1,02 \times 10^{-6}$	0
AMR em 1V	$1,67 \times 10^{-7}$	$6,71 \times 10^{-7}$	0
AMR em 1,5V	$1,67 \times 10^{-7}$	$4,98 \times 10^{-7}$	0
AMR em 2V	$1,67 \times 10^{-7}$	$3,97 \times 10^{-7}$	0

Fonte: Próprio autor

Em seguida, obteve-se a resposta do sistema para uma entrada degrau unitário aplicada ao sistema em $t = 0s$. As respostas para o porta-ferramentas sem e com amortecedor MR sob as cinco intensidades de tensão estão apresentadas na Figura 23.

É possível observar por meio da Figura 23 o impacto do amortecedor MR em parâmetros como sobre-sinal e tempo de acomodação. Isso era esperado já que a adição do amortecedor leva a um aumento do fator de amortecimento ξ .

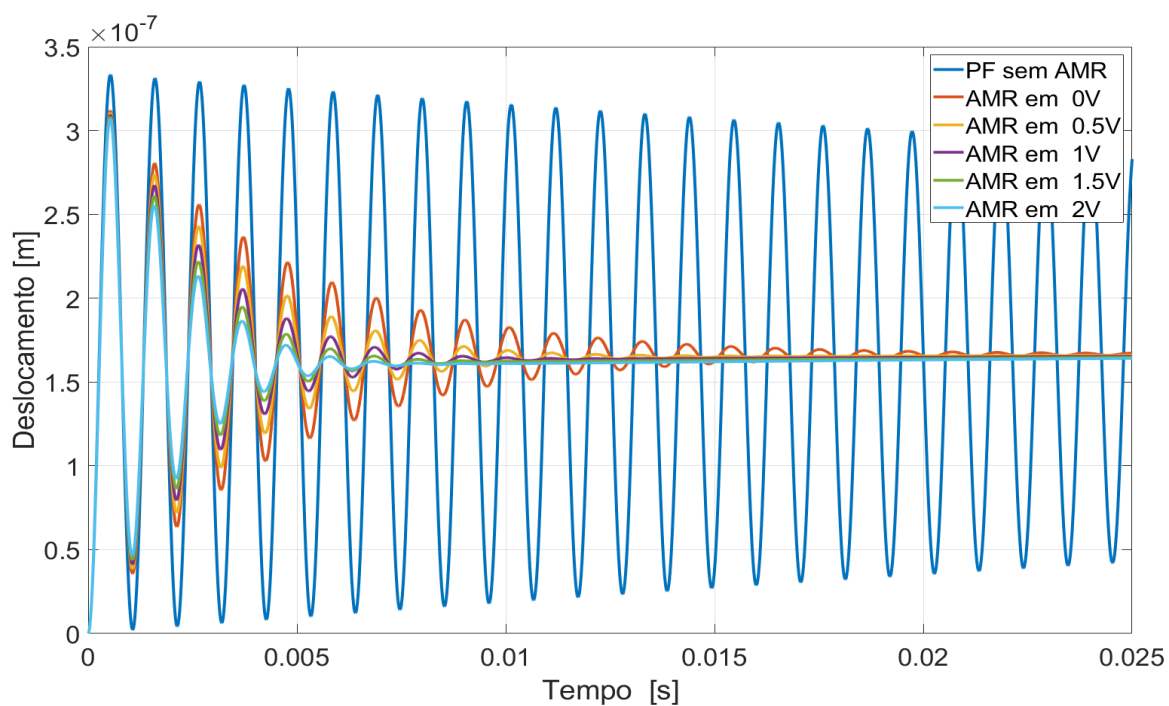
Figura 23 – Resposta para degrau unitário para as diferentes configurações



Fonte: Próprio autor

As respostas à entrada degrau são mostradas sobrepostas e em um intervalo de tempo mais curto (25 milissegundos) na Figura 24, permitindo observar com mais clareza esses efeitos. Note que há uma pequena defasagem dos sinais com a passagem do tempo, indicando, nesse caso, um aumento da frequência de oscilação do sistema com maiores valores de tensão (ver Tabela 7), contrariando a equação 16. Esse efeito é consequência dos elementos elásticos k_0 e k_1 presentes no modelo Bouc-Wen modificado, que adiciona rigidez no sistema.

Figura 24 – Sobreposição da resposta à função degrau



Fonte: Próprio autor

Na Tabela 7 estão dispostos os principais parâmetros da resposta à função degrau.

Tabela 7 – Parâmetros da resposta à função degrau

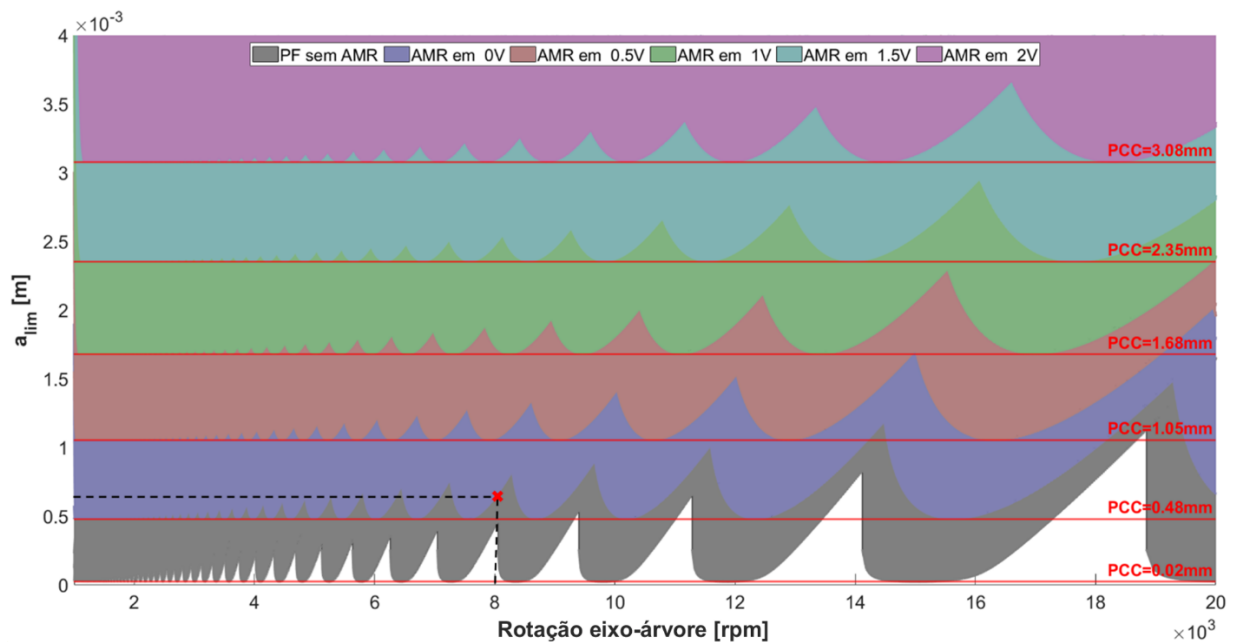
Parâmetro	PF sem AMR	AMR em 0V	AMR em 0,5V	AMR em 1V	AMR em 1,5V	AMR em 2V
Tempo de acomodação (t_s)	332ms	18,1ms	12,8ms	13,7ms	19,3ms	23,6ms
Sobre-sinal (M_p)	99,37%	86,59%	85,84%	85,10%	84,37%	83,6%
Frequência de oscilação (ω_d)	937,5Hz	942Hz	945,5Hz	948Hz	950Hz	951,5Hz
Deslocamento em regime permanente	1,67 $\times 10^{-7}m$	1,67 $\times 10^{-7}m$	1,67 $\times 10^{-7}m$	1,67 $\times 10^{-7}m$	1,67 $\times 10^{-7}m$	1,67 $\times 10^{-7}m$

Fonte: Próprio autor

Há uma redução de 94% no tempo de acomodação somente com a adição do amortecedor MR, tornando-se ainda menor com o incremento da tensão. O Sobre-sinal também teve redução superior a 12% em todas as configurações do sistema. Além disso, é possível observar que, mesmo com uma maior dissipação de energia em tensões elétricas mais altas, há um crescimento no tempo de acomodação para valores de tensão acima de 0,5V. Isso pode ser resultado dos efeitos elásticos do fluido magneto-reológico em baixos deslocamentos quando sob efeito de um campo magnético, fazendo com que este se comporte como um semi-sólido.

O DLE para cada um dos cenários apresentados é exibido na Figura 25.

Figura 25 – DLE do porta-ferramentas para as diferentes configurações



Fonte: Próprio autor

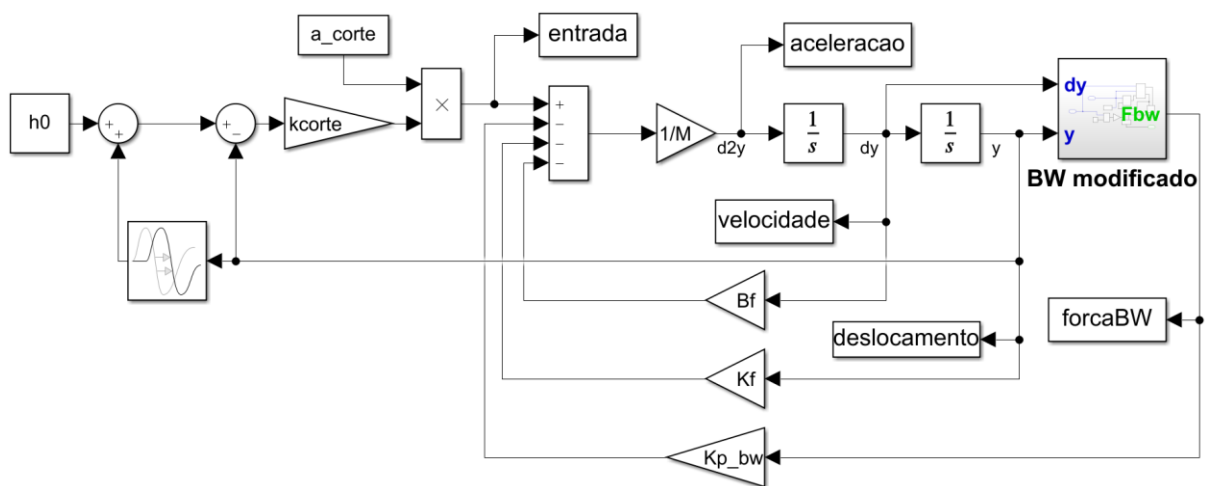
Note que, para as dimensões do porta-ferramenta utilizadas, o torneamento se torna inviável em determinadas velocidades rotacionais do eixo-árvores, já que uma profundidade de corte $a > 0,02mm$ implicaria em uma instabilidade do corte devido ao *chatter*.

No entanto, com a introdução do amortecedor MR os valores da profundidade crítica de corte (PCC) sofrem aumento significativo, passando a ter um $PCC = 0,48mm$ para o pior caso, em que não há tensão aplicada no circuito do amortecedor MR, aumentando quase que linearmente com o incremento da tensão. Na prática, um PCC maior resulta em uma maior taxa de remoção de material durante a usinagem, aumentando a produtividade. Além disso, uma

maior zona de estabilidade impacta positivamente na qualidade superficial da peça usinada, no desgaste da ferramenta e vida útil da máquina-ferramenta.

Para entender o comportamento da ponta do porta-ferramentas em função da posição no DLE, o diagrama de blocos que representa a dinâmica do *chatter* foi construído, assim como disposto na Figura 26.

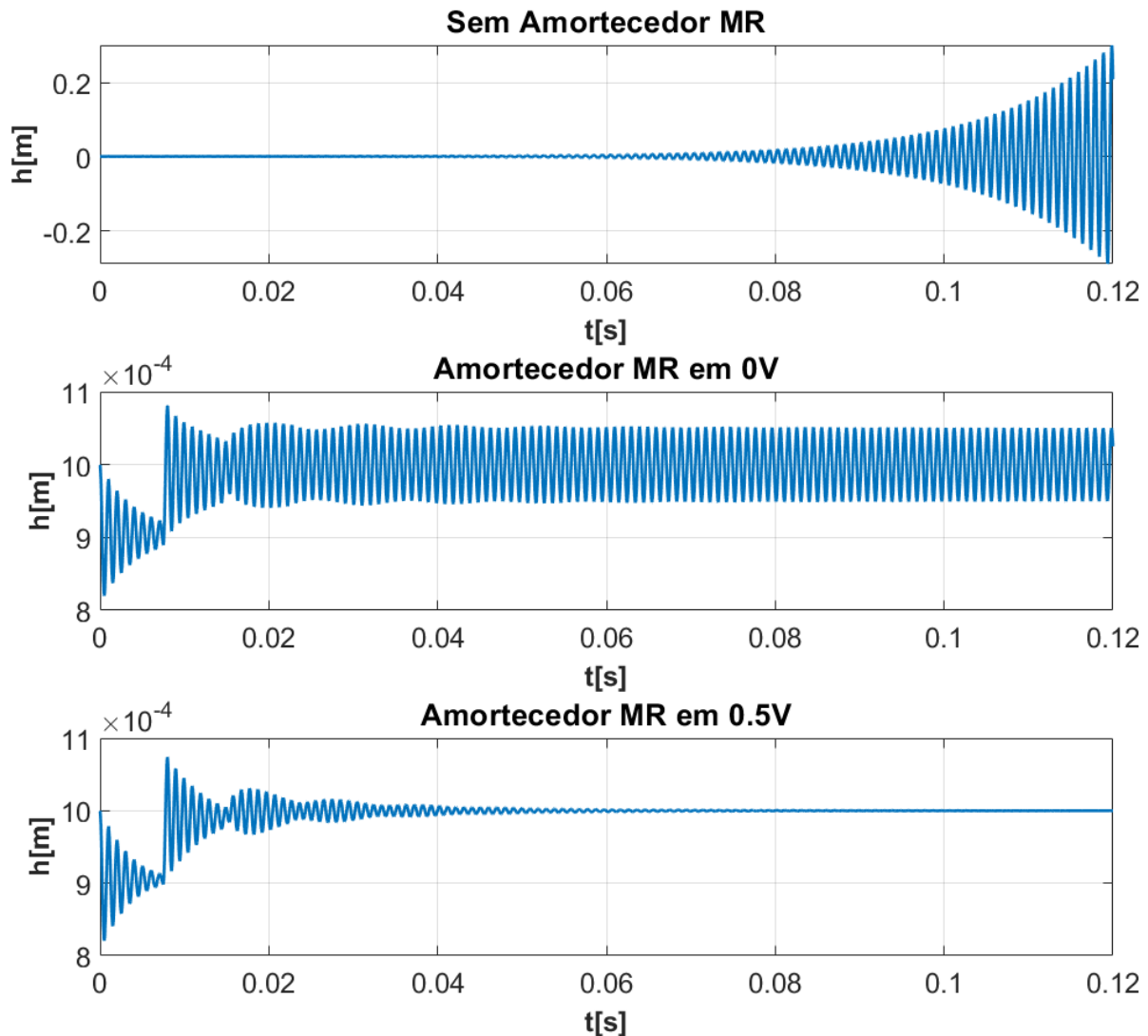
Figura 26 – Diagrama de blocos da dinâmica do *chatter*



Fonte: Próprio autor

Fixou-se a espessura de corte desejada $h_0 = 1\text{mm}$ e escolheu-se uma profundidade de corte de $6,34 \times 10^{-4}\text{m}$ e uma velocidade do eixo-árvore de 8000 RPM, ilustrado pelo “X” em vermelho na Figura 25. A combinação escolhida recai sobre a região de instabilidade para o caso do porta-ferramentas sem aplicação do amortecedor MR, no limite de estabilidade para o caso em que o amortecedor é utilizado com tensão nula e na região estável para uma aplicação de 0,5V no amortecedor MR. O gráfico da espessura do cavaco em função do tempo foi gerado para estas três configurações do sistema.

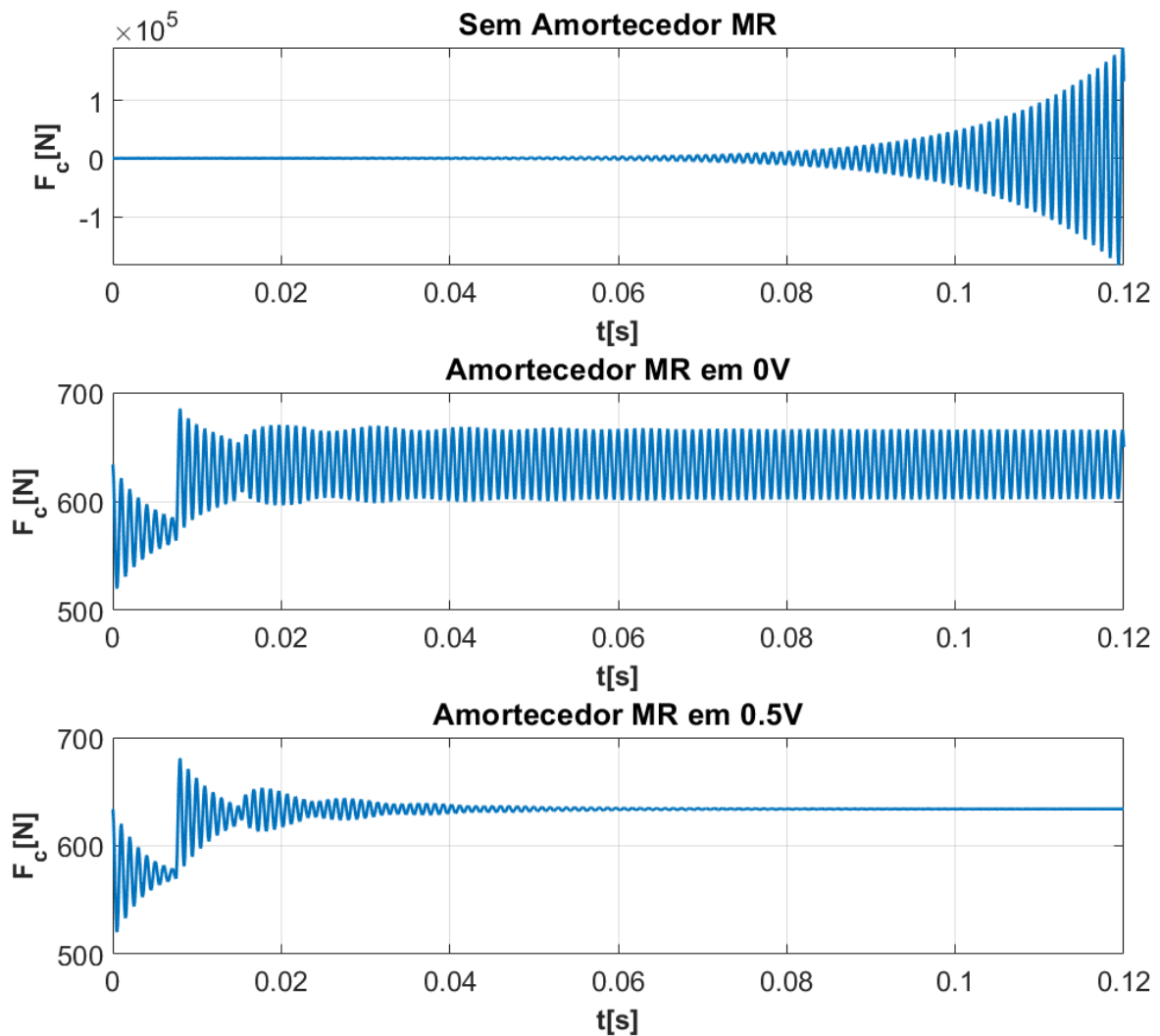
Figura 27 – Espessura dinâmica do cavaco para as diferentes configurações



Fonte: Próprio autor

Como esperado, sem o uso do amortecedor MR o sistema tem comportamento instável, apresentando crescimento exponencial da espessura do cavaco com o decorrer do tempo. Já no caso do uso do amortecedor MR sem aplicação de tensão, a espessura do cavaco oscila com uma amplitude constante, caracterizando o comportamento criticamente estável. Por último, quando sob tensão de 0,5V o sistema tem comportamento estável e a amplitude de variação da espessura decresce com o decorrer do tempo. A espessura do cavaco afeta a força de corte F_c de acordo com a equação 18, e essa é mostrada na Figura 28 para os três casos citados.

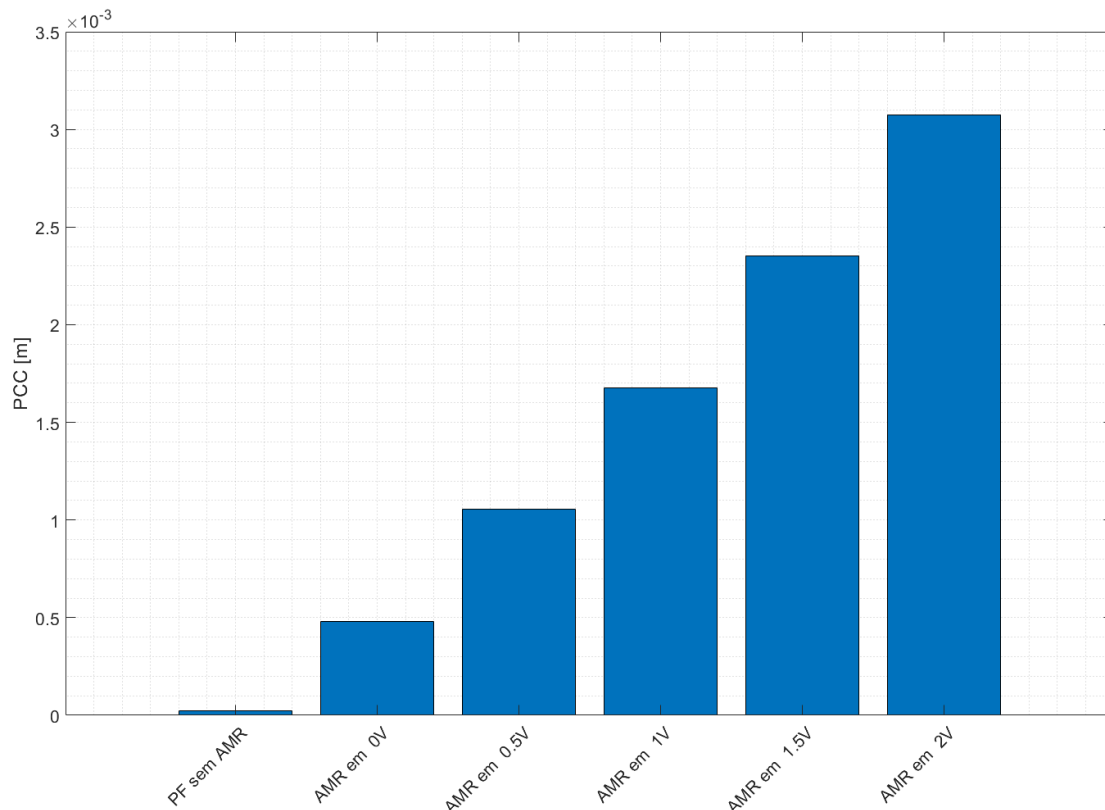
Figura 28 – Força de corte para as diferentes configurações



Fonte: Próprio autor

Pode-se observar grande semelhança entre as respostas exibidas nas Figura 27 e Figura 28, explicado pela estreita relação entre a força de corte e a espessura do cavaco. O salto observado na espessura do cavaco e força de corte ocorre após o primeiro período de revolução do eixo-árvore, quando as ondulações deixadas pela vibração da ferramenta no corte anterior interferem na espessura dinâmica do cavaco. A Figura 29 lista a profundidade de corte para o porta-ferramentas sem e com o amortecedor MR sob os cinco valores de tensão simulados.

Figura 29 – PCC para os diferentes níveis de tensão



Fonte: Próprio autor

Portando, fica evidente que a introdução do amortecedor MR assim como descrito neste trabalho aumenta expressivamente os valores de PCC, elevando em duas ordens de grandeza para o sistema proposto, reduzindo a região de instabilidade a um nível aceitável e reduzindo os impactos das vibrações *chatter* na operação de torneamento.

Um ponto importante a se destacar é que uma mudança na constante de corte ocasionada por uma alteração nos parâmetros da ferramenta de corte (ângulo de saída, ângulo de cunha, ângulo de posição, etc.) ou nas características do material usinado (dureza, módulo de elasticidade, etc.) impactaria na profundidade crítica de corte de forma inversamente proporcionalmente, de acordo com a equação 33, desde que as características do porta-ferramentas sejam mantidas.

5. Considerações finais

Este trabalho teve como objetivo investigar a influência de um amortecedor magneto-reológico acoplado ao porta-ferramentas na redução das vibrações *chatter* durante o processo de torneamento. Para tal, foi apresentado o modelo matemático para ambos e implementado no software de simulação computacional Simulink acoplado a um *script* em Matlab®.

Para a geometria do porta-ferramentas escolhida, pôde-se observar um intenso pico na relação de amplitudes próximo à frequência de ressonância. O baixo fator de amortecimento do sistema resulta em uma baixa dissipação de energia, fazendo com que a ferramenta vibre por um longo período de tempo quando submetida a vibração livre. A construção do Diagrama de Lóbulos de Estabilidade mostrou uma baixa Profundidade Crítica de Corte, tornando inviável a usinagem de componentes sem a influência negativa das vibrações *chatter*.

O comportamento do amortecedor Magneto-reológico isolado também foi estudado neste trabalho, através de uma entrada senoidal de deslocamento. A não-linearidade e histerese intrínsecos dessa classe de dispositivo foram evidenciadas nas relações força-deslocamento e força-velocidade obtidas nas simulações. Observou-se, no entanto, relação quase linear entre a força e velocidade para velocidades mais altas, enquanto em baixas velocidades o amortecedor exibe histerese e não-linearidade mais acentuadas. A força exercida pelo amortecedor MR também apresentou relação muito próxima a linear com a tensão elétrica aplicada, crescendo proporcionalmente com cada incremento de tensão.

A introdução do amortecedor MR reduziu drasticamente o pico presente na relação de amplitudes, encurtando em pelo menos 92% o tempo de acomodação e em 12% o sobre-sinal. Na prática, o porta-ferramentas oscila menos e, portanto, por um período de tempo menor quando perturbado. O DLE mostrou que a introdução do amortecedor MR sem tensão elétrica eleva a PCC para 0,48mm e, quando sob 2V de tensão, o PCC passa a ser de 3,08mm, livrando a operação de torneamento dos efeitos negativos do *chatter* e tornando o processo mais produtivo, resultado de uma maior taxa de remoção de material.

5.1. Sugestões para trabalhos futuros

Para trabalhos futuros relacionados ao tema aqui abordado, deixam-se as seguintes recomendações:

- Validação dos resultados aqui encontrados de forma experimental;
- Otimização numérica dos parâmetros do modelo Bouc-Wen Modificado, buscando uma maior profundidade crítica de corte;
- Projeto eletromecânico de um amortecedor MR que atenda os parâmetros ótimos para controle de *chatter*;
- Estudo dos efeitos do amortecedor MR na redução de *chatter* em outros processos de usinagem.

6. Referências bibliográficas

ALTINTAS, Yusuf. **Manufacturing Automation**. 2. ed. Cambridge, New York, Melbourne, Madrid, Cape Town, Singapore, São Paulo, Delhi, Tokyo, Mexico City: Cambridge University Press, 2012.

BAHL, S., et al. Smart materials types, properties and applications: A review. **Materials Today: Proceedings**, v. 28, p. 1302-1306, jan. 2020.

BALAMURUGAN, L.; JANCIRANI, J.; ELTANTAWIE, M. A. Generalized magnetorheological (MR) damper model and its application in semi-active control of vehicle suspension system. **International Journal of Automotive Technology**, v. 15, n. 3, p. 419–427, abr. 2014.

BOZORGVAR, M.; ZAHRAI, S. M. Semi-active seismic control of buildings using MR damper and adaptive neural-fuzzy intelligent controller optimized with genetic algorithm. **Journal of Vibration and Control**, v. 25, n. 2, p. 273–285, maio 2018.

BEROE Inc. **Machining Market, Supplier, Risk and Competitive Intelligence**. Disponível em: <https://www.beroeinc.com/category-intelligence/machining-market/>. Acesso em: 22 jan, 2022.

BURTSCHER, J.; FLEISCHER, J. Adaptive tuned mass damper with variable mass for chatter avoidance. **CIRP Annals**, v. 66, n. 1, p. 397-400, 2017.

BUTZ, T.; STRYK, V. O. **Modelling and Simulation of Rheological Fluid Devices**. Sonderforschungsbereich 438: Technische Universität München. Universität Augsburg, Preprint SFB-438-9911, 1999.

CHIARADA, J. V. S. **Estudo numérico do controle passivo de vibrações em torneamento mecânico a partir de materiais piezoelétricos**. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, 2021.

FERRARESI, Dino. **Fundamentos da Usinagem dos Metais**. São Carlos: Editora Edgard Blücher Ltda., 1969.

GRZESIK, Wit. **Advanced machining processes of metallic materials**. Oxford: Elsevier, 2008.

GUO, D.; HU, H. Nonlinear Stiffness of a Magneto-Rheological Damper. **Nonlinear Dynamics**, v. 40, n. 3, p. 241–249, maio 2005.

KASHYZADEH, K. R.; OSTAD-AHMAD-GHORABI, M.J. Study of Chatter Analysis in turning tool and control methods—A Review. **International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering**, v. 2, n. 4, p. 1-5, abr. 2012.

LAI, C. Y.; LIAO, W. H. Vibration Control of a Suspension System via a Magnetorheological Fluid Damper. **Modal Analysis**, v. 8, n. 4, p. 527–547, abr. 2002.

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**. Taiwan, v. 108, n. 3, p. 278-285, jan. 2001.

MACHADO, A. R., *et al.* **Teoria da usinagem dos materiais**. 3. ed. São Paulo: Editora Blucher, 2015.

PAUL, P. S.; VARADARAJAN, A. S. Effect of magneto rheological damper on tool vibration during hard turning. **Frontiers of Mechanical Engineering**, v. 7, n. 4, p. 410–416, dez. 2012.

PHU, D. X.; CHOI, S.-M.; CHOI, S.-B. A new adaptive hybrid controller for vibration control of a vehicle seat suspension featuring MR damper. **Journal of Vibration and Control**, v. 23, n. 20, p. 3392–3413, fev. 2016.

PIERSOL, A.; PAEZ, T.; HARRIS, C. **Harris' shock and vibration handbook**. 6th ed. New York: McGraw-Hill, 2010.

QADER, İ.N., *et al.* A review of smart materials: researches and applications. **El-Cezeri Journal of Science and Engineering**. v. 6, n. 3, p. 755-788, sep. 2019.

QUINTANA, G.; CIURANA, J. Chatter in machining processes: A review. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**. v. 51, p. 365-376, 2011.

SANTOS, R. G. **Desenvolvimento de um Método para Comparar os Limites de Estabilidade Dinâmica em Máquinas-Ferramentas Utilizando o Diagrama de Lóbulos**. Universidade de São Paulo. São Carlos, 2011.

ŞAHIN, İ.; ENGIN, T.; ÇEŞMECI, Ş. Comparison of some existing parametric models for magnetorheological fluid dampers. **Smart Materials and Structures**, v. 19, n. 3, p. 035012, fev. 2010.

SAVI, M.; OLIVEIRA, S. A. Os Materiais Inteligentes e suas Aplicações. **Revista Marítima Brasileira**, v.133, n. 10/12, p. 39–56, out./dez. 2013.

SCHWARTZ, Mel. **Smart materials**. Boca Raton: CRC Press, 2009.

SIDDHPURA, M.; PAUROBALLY, R. review of chatter vibration research in turning. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**. v. 61, p. 27-47, 2012.

SPENCER, B. F. et al. **Phenomenological Model for Magnetorheological Dampers**. Journal of Engineering Mechanics, v. 123, n. 3, p. 230–238, mar. 1997.

TRENT, E.; WRIGHT, P. **Metal Cutting**. Boston: Butterworth-Heinemann, 2000.

YANG, G. **Large-scale magnetorheological fluid damper for vibration mitigation: modeling, testing and control**. Dissertação (Doctor of Philosophy) - Department of Civil Engineering and Geological Sciences, University of Notre Dame, Notre Dame, 2001.

Apêndice A – Rotina Matlab para o comportamento do porta-ferramentas

```

clear all
close all
clc
%% Parâmetros ferramenta
L=0.15;           %comprimento da viga [m]
D=0.025;         %espessura da viga [m]
W=0.025;         %largura da viga [m]
dens=7800;       %densidade do aço [kg/m3]
E=206.7e9;       %modulo de elasticidade aço [Pa]
m=L*D*W*dens;   %massa da viga [kg]
I = W*D^3 / 12; %momento de inercia de área [m4]
M=m*33/140;     %massa equivalente [Kg]
K= 3*E*I / L^3;%rigidez equivalente ferramenta [N/m]
Xi=0.002;       %fator de amortecimento
B=2*Xi*sqrt(K*M); %coeficiente de amortecimento ferramenta [Ns/m]

wn=sqrt(K/M);   %frequência natural [rad/s]
wd=wn*sqrt(1-(Xi^2)); %frequência natural amortecida [rad/s]
wp=wn*sqrt(1-2*(Xi^2)); %frequência de pico [rad/s]

kcorde = 1000e6; %constante de corte
f_final=2000;   %frequência final entrada chirp [Hz]
dt=5*10^-6;     %intervalo de amostragem [s]

%% Resposta a entrada DEGRAU
k_chirp=0; k_step=1;
t_final=0.5;    %tempo de simulação [s]
sim('PFerramenta',t_final);
figure(1)
plot(tout, deslocamento, 'linewidth',2)
grid on
y_rp=yline(1/K,'--r',sprintf('%2.2em', 1/K),'fontsize',16,...
          'fontweight', 'bold','linewidth',3);
y_rp.LabelVerticalAlignment = 'top';
y_rp.LabelHorizontalAlignment = 'right';
title('Resposta ao degrau','fontsize',16)
xlabel('Tempo [s]','fontsize',16,'fontWeight','bold')
ylabel('Deslocamento [m]','fontsize',16,'fontWeight','bold')

%% Entrada Chirp
k_chirp=1; k_step=0;
t_final=5;    %tempo de simulação [s]
sim('PFerramenta',t_final);

[txy, fq]=tfestimate(entrada,deslocamento,...
                    rectwin(length(tout)), [], 0:0.1:f_final,dt^(-1));

Mag=abs(txy);
txy_real=real(txy);
negativos=txy_real<0;
txy_=negativos.*txy;
txy_=txy_(txy_~=0);

```

```

txy_real_negativos=negativos.*txy_real;
fq_ =negativos.*fq;

if(negativos(1)==1)
    fq_(1)=1;
    fc=fq_(fq_>0);
    fc(1)=0;
else
    fc=fq_(fq_>0);
end

G=txy_real_negativos(txy_real_negativos<0);
psi=phase(txy_);
Beta=3*pi+2*psi;
alim=(-1)./(2*kcorte*G);    %profundidade de corte limite
amin=min(alim);

%% Função de Resposta em Frequência
figure(2);
%Relação de amplitudes
subplot(2,1,1);
semilogy(fq, Mag, 'linewidth',3)
xlim([0, max(fq)]);
grid on
hold on
plot(fq(1),Mag(1),'.r', 'MarkerSize',20);
text(fq(1)+10,2*Mag(1), sprintf('%3.2e m/N', Mag(1)), 'fontsize',22);
[peak_mag, peak_idx]=max(Mag);
plot(fq(peak_idx),Mag(peak_idx),'.r', 'MarkerSize',20);
text(fq(peak_idx)+10,peak_mag, sprintf('%3.2e m/N', peak_mag),...
    'fontsize',22);
x_wp=xline(wp/(2*pi), '--r', sprintf('?_p=%3.1fHz', fq(peak_idx)),...
    'fontsize',16, 'fontWeight', 'bold');
x_wp.LabelVerticalAlignment = 'middle';
x_wp.LabelHorizontalAlignment = 'center';
title('FRF - Relação de magnitude para tensao de');
xlabel('Frequência [Hz]', 'fontsize',20, 'fontWeight', 'bold');
ylabel('y/F [m/N]', 'fontsize',20, 'fontWeight', 'bold');
ax = gca;
ax.FontSize = 16;
%Angulo de fase
subplot(2,1,2)
plot(fq, (180/pi)*phase(txy), 'linewidth',3)
xlim([0, max(fq)]);
grid on
hold on
title('FRF ');
xlabel('Frequência [Hz]', 'fontsize',22, 'fontWeight', 'bold');
ylabel('Fase [°]', 'fontsize',22, 'fontWeight', 'bold');
ax = gca;
ax.FontSize = 16;
ylim([-180,0])
yticks(-180:60:0)

%% Construção DLE com PCC
figure(3);
y_rp=yline(amin, '-r', sprintf('PCC=%2.2f?m', amin*1e6),...
    'fontsize',16, 'fontWeight', 'bold', 'linewidth',2,...
    'HandleVisibility', 'off');

```

```

y_rp.LabelVerticalAlignment = 'top';
y_rp.LabelHorizontalAlignment = 'right';
hold on;
ax = gca;
ax.FontSize = 18;
xlabel('Votação eixo-árvore [rpm]', 'fontsize', 20, 'fontWeight', 'bold');
ylabel('a_{lim} [m]', 'fontsize', 20, 'fontWeight', 'bold');
xlim([1e3 20e3])
ylim([0 5e-4])
ax.XAxis.Exponent = 4;
grid on

%Geração dos lóbulos
k_lobulos=0:1:58;
for j_lob=1:length(k_lobulos)

    T=(2*pi*k_lobulos(j_lob)+Beta)./(2*pi*fc);
    n1=60./T;

    figure(3);
    title('DLE para diferentes configurações');
    ar=area(n1, alim, max(alim), 'FaceColor', [0.5 0.5 0.5], ...
            'HandleVisibility', 'off');
    plot(n1, alim, 'color', [0.5 0.5 0.5], 'linewidth', 2.5, ...
         'HandleVisibility', 'off');
end

```

Apêndice B – Rotina Matlab para comportamento do amortecedor MR

```
clear all
close all
clc
% Dados Bouc-Wen Modificado: Vibration Control of a Suspension System via a
% Magnetorheological Fluid Damper - DOI: 10.1177/107754602023712

%% Parâmetros do modelo Bouc-Wen
c0a=784;           % [Ns/m]
c0b=1803;         % [Ns/Vm]
k0=3610;          % [N/m]
c1a=14649;        % [Ns/m]
c1b=34622;        % [Ns/Vm]
k1=840;           % [N/m]
y0=0;             % [m]
alpha_a=12441;    % [N/m]
alpha_b=38430;    % [N/Vm]
gamma=136320;     % [1/m2]
beta=2059020;     % [1/m2]
A=58;
n=2;
eta=190;          % [1/s]
Volt=0:0.5:2;     %vetor de tensões [V]

Amp=0.005;        %amplitude de vibração [m]
freq=4*pi;        %frequência de vibração [rad/s]

dt=2*pi/(freq*100); %intervalo de amostragem [s]
t_final=2;        %tempo de simulação [s]
cor=['k','b','r','g','c']; %vetor de cores p/ graficos

for i=1:length(Volt)
    V=Volt(i);
    sim('BWM',t_final);

    figure(1);
    % Deslocamento x Força
    subplot(1,2,1)
    plot(deslocamento,forca,cor(i), 'linewidth',2);
    title('(a) Força x Deslocamento', 'Units', 'normalized',...
          'Position', [0.5, -0.13, 0]);
    xlabel('Deslocamento [m]', 'fontSize',22,'fontWeight','bold');
    ylabel('Força [N]', 'fontSize',22,'fontWeight','bold');
    legend(strcat(string(Volt) , 'V'));
    ax = gca;
    ax.FontSize = 18;
    hold on
    % Força x Velocidade
    subplot(1,2,2)
    title('(b) Força x Velocidade', 'Units', 'normalized',...
          'Position', [0.5, -0.13, 0]);
    xlabel('Velocidade [m/s]', 'fontSize',22,'fontWeight','bold');
    ylabel('Força [N]', 'fontSize',22,'fontWeight','bold');
    plot(velocidade,forca,cor(i), 'linewidth',2);
```

```
legend(strcat(string(Volt) , 'V'));
ax = gca;
ax.FontSize = 18;
hold on

%Força x Tempo
figure(2);
title('Força x Tempo');
plot(tout,forca,cor(i), 'linewidth',2);
xlabel('Tempo [s]', 'fontsize',22, 'fontWeight', 'bold');
ylabel('Força [N]', 'fontsize',22, 'fontWeight', 'bold');
hold on
end
```

Apêndice C – Rotina Matlab para o comportamento do porta-ferramentas acoplado ao amortecedor MR

```

clear all
close all
clc
% Dados Bouc-Wen Modificado: Vibration Control of a Suspension System via a
% Magnetorheological Fluid Damper - DOI: 10.1177/107754602023712

%% Parâmetros do modelo Bouc-Wen
c0a=784;           % [Ns/m]
c0b=1803;         % [Ns/Vm]
k0=3610;          % [N/m]
c1a=14649;        % [Ns/m]
c1b=34622;        % [Ns/Vm]
k1=840;           % [N/m]
y0=0;             % [m]
alpha_a=12441;    % [N/m]
alpha_b=38430;    % [N/Vm]
gamma=136320;     % [1/m2]
beta=2059020;     % [1/m2]
A=58;
n=2;
eta=190;          % [1/s]
Volt=0:0.5:2;     %vetor de tensões [V]

%% Parâmetros ferramenta
L=0.15;           %comprimento da viga [m]
D=0.025;          %espessura da viga [m]
W=0.025;          %largura da viga [m]
dens=7800;         %densidade do aço [kg/m3]
E=206.7e9;        %modulo de elasticidade aço [Pa]
m=L*D*W*dens;     %massa da viga [kg]
I = W*D^3 / 12;   %momento de inercia de área [m4]
M=m*33/140;       %massa equivalente [Kg]
K= 3*E*I / L^3;%rigidez equivalente ferramenta [N/m]
Xi=0.002;         %fator de amortecimento
B=2*Xi*sqrt(K*M); %coeficiente de amortecimento ferramenta [Ns/m]
kcorde = 1000e6;%constante de corte [Pa]

%% Parametros de Simulação
dt=5*10^-6;       %intervalo de amostragem [s]
cores={[0.5 0.5 0.5],[0.5 0.5 0.7],[0.7 0.5 0.5],[0.5 0.7 0.5],...
        [0.5 0.7 0.7],[0.7 0.5 0.7]}; %vetor de coress p/ graficos
f_final=2000;

amin=zeros(length(Volt)+1,1);

for i=1:length(Volt)+1

    if i == 1      %Caso sem amortecedor MR
        Kp_bw=0;  %Ganho Bouc-Wen (1=com Bouc-Wen, 0=sem Bouc-Wen)
        V=0;
        textoTitulo{i}='PF sem AMR';
    else          %Caso com amortecedor MR

```

```

    Kp_bw=0.1; %Ganho Bouc-Wen (1=com Bouc-Wen, 0=sem Bouc-Wen)
    V=Volt(i-1);
    textoTitulo{i}=['AMR em ', ' ', num2str(V), 'V'];
end

cor=cores{i};

%% Entrada Degrau
k_chirp=0; k_step=1;
clear('deslocamento','velocidade','aceleracao','forcaBW');
t_final=1;
sim('PF_BWM',t_final);

%Deslocamento x Tempo para cada configuração
figure(1);
subplot(3,2,i)
plot(tout, deslocamento,'linewidth',1,'color',cor)
xlim([0 0.2])
title(['Deslocamento em função do tempo - ',textoTitulo{i}]);
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Deslocamento [m]');
grid on;

%Sobreposição Deslocamento x Tempo
figure(2)
plot(tout, deslocamento,'linewidth',3,'color',cor,...
     'DisplayName',textoTitulo{i})
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Deslocamento [m]');
ax = gca;
ax.FontSize = 22;
xlim([0 25e-3])
legend;
grid on;
hold on;
infoDegrau = stepinfo(deslocamento,tout);
infoDegrau.config=convertCharsToStrings(textoTitulo{i});
tabelaInfoDegrau(i,:)=struct2table(infoDegrau);
%% Entrada Chirp
k_chirp=1; k_step=0;
clear('deslocamento','velocidade','aceleracao','forcaBW');
t_final=5; %Tempo de simulação [s]
sim('PF_BWM',t_final);

[txy, fq]=tfestimate(entrada,deslocamento,...
                    rectwin(length(tout)),[],0:0.1:f_final,dt^(-1));

Mag=abs(txy);
txy_real=real(txy);
negativos=txy_real<0;
txy_negativos.*txy;
txy_=txy_(txy_~=0);
txy_real_negativos=negativos.*txy_real;
fq_=negativos.*fq;

if(negativos(1)==1)
    fq_(1)=1;
    fc=fq_(fq_>0);

```

```

        fc(1)=0;
else
    fc=fq_(fq_>0);
end

G=txy_real_negativos(txy_real_negativos<0);
psi=phase(txy_);
Beta=3*pi+2*psi;
alim=(-1)./(2*kcorte*G);    %profundidade de corte limite
amin(i)=min(alim);
magMax{i}=max(Mag);

%Geração FRF comparativa
figure(3);
subplot(2,1,1);
semilogy(fq, Mag, 'linewidth',3,...
          'color',cor, 'DisplayName', textoTitulo{i})
hold on
title(['FRF - Relação de magnitude para tensao de ',...
      ' ', num2str(V), 'V']);
xlabel('Frequência (Hz)', 'fontsize',22, 'fontWeight', 'bold');
ylabel('y/F [m/N]', 'fontsize',22, 'fontWeight', 'bold');
ax = gca;
ax.FontSize = 16;
legend;
grid on;
subplot(2,1,2)
plot(fq, (180/pi)*phase(txy), 'linewidth',3, 'color',cor,...
     'DisplayName', textoTitulo{i})
hold on
title(['FRF - Fase para tensao de ', ' ', num2str(V), 'V']);
xlabel('Frequência (Hz)', 'fontsize',22, 'fontWeight', 'bold');
ylabel('fase [°]', 'fontsize',22, 'fontWeight', 'bold');
ax = gca;
ax.FontSize = 16;
legend;
grid on;

%% Gerador de DLE
figure(4);
ax = gca;
ax.FontSize = 16;
y_rp=yline(amin(i), '-r', sprintf('PCC=%2.2fmm', amin(i)*1e3),...
          'fontsize',16, 'fontweight', 'bold', 'linewidth',2,...
          'HandleVisibility', 'off');
y_rp.LabelVerticalAlignment = 'top';
y_rp.LabelHorizontalAlignment = 'right';

%Geração dos lóbulos
k_lobulos=0:1:58;
for j_lob=1:length(k_lobulos)

    T=(2*pi*k_lobulos(j_lob)+Beta)./(2*pi*fc);
    n1=60./T;

    figure(4);
    title('DLE para diferentes configurações');
    hold on;
    legend('Orientation', 'horizontal', 'Location', 'north');

```



```

    if j_lob==1
        ar=area(n1 ,alim,max(alim),'FaceColor',cor,...
                'DisplayName',textoTitulo{i});
    else
        ar=area(n1 ,alim,max(alim),'FaceColor',cor,...
                'HandleVisibility','off');

    end

    plot(n1,alim,'color',cor,'linewidth',2.5,...
         'HandleVisibility','off');

end
ax = gca;
ax.FontSize = 18;
xlabel('Rotação eixo-árvore [rpm]','fontSize',20,'fontWeight','bold');
ylabel('a_{lim} [m]','fontSize',20,'fontWeight','bold');
xlim([1e3 20e3]);
ylim([0 4e-3]);
ax.XAxis.Exponent = 3;
grid on;
end

%% PCC por configuração
figure(5)
bar(1:length(amin), amin);
title('PCC para cada configuração');
ylabel('PCC [m]')
set(gca,'xtick',[1:6],'xticklabel',textoTitulo,'FontSize',16);
xtickangle(45);
grid minor;

disp(tabelaInfoDegrau);

```

Apêndice D – Rotina Matlab para dinâmica de *chatter*

```

clear all
close all
clc
% Dados Bouc-Wen Modificado: Vibration Control of a Suspension System via a
% Magnetorheological Fluid Damper - DOI: 10.1177/107754602023712

%% Parâmetros do modelo Bouc-Wen
c0a=784;           % [Ns/m]
c0b=1803;         % [Ns/Vm]
k0=3610;          % [N/m]
c1a=14649;        % [Ns/m]
c1b=34622;        % [Ns/Vm]
k1=840;           % [N/m]
y0=0;             % [m]
alpha_a=12441;    % [N/m]
alpha_b=38430;    % [N/Vm]
gamma=136320;     % [1/m2]
beta=2059020;     % [1/m2]
A=58;
n=2;
eta=190;          % [1/s]
Volt=0:0.5:2;     %vetor de tensões [V]

%% Parâmetros ferramenta
L=0.15;           %comprimento da viga [m]
D=0.025;          %espessura da viga [m]
W=0.025;          %largura da viga [m]
dens=7800;         %densidade do aço [kg/m3]
E=206.7e9;        %modulo de elasticidade aço [Pa]
m=L*D*W*dens;     %massa da viga [kg]
I = W*D^3 / 12;   %momento de inercia de área [m4]
M=m*33/140;       %massa equivalente [Kg]
K= 3*E*I / L^3;   %rigidez equivalente ferramenta [N/m]
Xi=0.002;         %fator de amortecimento
B=2*Xi*sqrt(K*M); %coeficiente de amortecimento ferramenta [Ns/m]
kcorde = 1000e6; %constante de corte [Pa]

a_corte = 6.34e-4; %profundidade de corte [m]
h0 = 1e-3;         %espessura de corte[m]
%% Parametros de Simulação
dt=1e-7;           %intervalo de amostragem [s]
rpm=8000;          %rotação eixo-árvore [rpm]
duracao=0.12;     %duração simulação [s]
Volts=[0 0 0.5];  %vetor de tensões [V]
for i=1:length(Volts)

    V=Volts(i);
    if( i == 1)
        Kp_bw=0;
        titulo='Sem Amortecedor MR';
    else
        Kp_bw=0.1;
        titulo=['Amortecedor MR em ', num2str(V), 'V'];
    end
    T_rev=60/rpm;
    buffer_size=ceil(T_rev/(1024*dt))*1024;
    sim('Dinamica_chatter',duracao);

```

```

figure(1)
subplot(3,1,i)
plot(tout,espesura, 'linewidth', 2)
title(titulo);
ax = gca;
ax.FontSize = 18;
xlabel('t[s]', 'fontsize',18, 'fontWeight', 'bold');
ylabel('h[m]', 'fontsize',18, 'fontWeight', 'bold');
grid on

figure(2)
subplot(3,1,i);
plot(tout,entrada, 'linewidth', 2);
ylim([min(min(entrada), 0), inf])
title(titulo);
ax = gca;
ax.FontSize = 18;
xlabel('t[s]', 'fontsize',18, 'fontWeight', 'bold');
ylabel('F_c[N]', 'fontsize',18, 'fontWeight', 'bold');
grid on;
end

```