

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE  
CENTRO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**VINÍCIUS DA SILVA ALMEIDA**

**DESENVOLVIMENTO E TESTES DE ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÕES EM MANCAL  
DE SISTEMA ROTATIVO APLICANDO ATUADORES DO TIPO LÂMINAS DE  
LIGA COM MEMÓRIA DE FORMA NO REGIME SUPERELÁSTICO**

**CAMPINA GRANDE — PB**

**2020**

VINÍCIUS DA SILVA ALMEIDA

**DESENVOLVIMENTO E TESTES DE ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÕES EM MANCAL  
DE SISTEMA ROTATIVO APLICANDO ATUADORES DO TIPO LÂMINAS DE LIGA  
COM MEMÓRIA DE FORMA NO REGIME SUPERELÁSTICO**

Trabalho apresentado como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM), integrante do Centro de Ciência e Tecnologia (CCT) da Universidade Federal de Campina Grande (UFCG).

Orientador: Prof. Dr. Antonio Almeida Silva

Coorientador: Prof. Dr. Richard Senko

Campina Grande — PB

2020

A447d

Almeida, Vinícius da Silva.

Desenvolvimento e testes de atenuação de vibrações em mancal de sistema rotativo aplicando atuadores do tipo lâminas de liga com memória de forma no regime superelástico / Vinícius da Silva Almeida. - Campina Grande, 2020.

94 f. : il. Color.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciência e Tecnologia, 2020.

"Orientação: Prof. Dr. Antônio Almeida Silva, Prof. Dr. Richard Senko".

Referências.

1. Sistema Eixo-rotor. 2. Liga de Memória de Forma Superelástica. 3. Atenuação de Vibração. I. Silva, Antônio Almeida. II. Senko, Richard. III. Título.

CDU 62-233.11 (043)

DESENVOLVIMENTO E TESTES DE ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÕES EM MANCAL DE SISTEMA ROTATIVO APLICANDO ATUADORES DO TIPO LÂMINAS DE LIGA COM MEMÓRIA DE FORMA NO REGIME SUPERELÁSTICO.

**VINÍCIUS DA SILVA ALMEIDA**

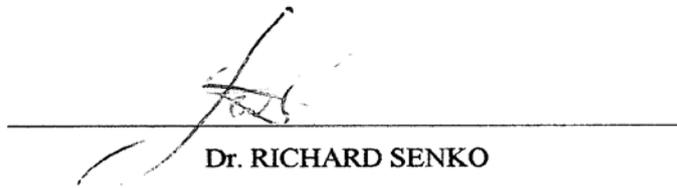
Dissertação Aprovada em 06/11/2020 pela Banca Examinadora constituída dos seguintes membros:



Dr. ANTONIO ALMEIDA SILVA

CPF 206.296.994-53

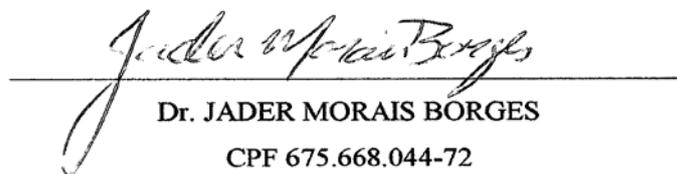
(ORIENTADOR)



Dr. RICHARD SENKO

CPF 052.575.244-73

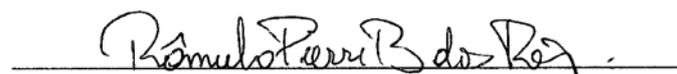
(EXAMINADOR EXTERNO/ COORIENTADOR)



Dr. JADER MORAIS BORGES

CPF 675.668.044-72

(EXAMINADOR EXTERNO)



Dr. RÔMULO PIERRE BATISTA DOS REIS

CPF 023.512.814-70

(EXAMINADOR EXTERNO)

## PUBLICAÇÕES DURANTE O PERÍODO DO MESTRADO

**ALMEIDA, V. S.;** MORAES, Y. J. O.; SÁ, M.; SENKO, R.; SILVA, A.A. Determinação de fatores de amortecimento em viga engastada-livre de alumínio através dos métodos da largura de banda de meia potência e diagrama de nyquist. **XIV Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica.** Cartagena, 2019.

OLIVEIRA NETO, J. M.; OLIVEIRA, A. G.; MORAES, Y. J. O.; **ALMEIDA, V. S.;** RODRIGUES, M. C.; SILVA, A. A. Capítulo 9: Viabilidade da aplicação da transformada discreta de Wavelet (DWT) com vistas a detectar condições de desalinhamento angular em um par engrenado através da análise sonora. In: Vinícius da Silva Almeida. (Org.). **III Simpósio de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Campina Grande: coletânea de artigos.** 1ª ed., Belo Horizonte: Editora Poisson, 2020, v. 8, p. 68-75. Disponível em: <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>

**ALMEIDA, V. S.;** MORAES, Y. J. O.; SENKO, R.; VALDEVINO, H. P. M.; RAMOS, D. O. Análise modal dinâmica por método experimental aplicada em viga engastada-livre. UNIFAVIP, 2019. (Apresentação de Trabalho/Conferência ou palestra).

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, por ter permitido a realização deste trabalho, mesmo em meio a tantas dificuldades.

Agradeço a minha família por estar sempre comigo, nas pessoas da minha mãe Joseane Almeida, meu pai Afonso Almeida e minha irmã Kelly Almeida.

Agradeço ao orientador Antonio Almeida e coorientador Richard Senko, por todo o auxílio, amizade e suporte ao longo de toda a pesquisa.

Agradeço aos colegas do LVI (Laboratório de Vibração e Instrumentação) por todo o suporte, amizade e acolhimento, nas pessoas de Andersson Oliveira, Yuri Moraes, Gabriel Vieira, João Manoel, Felipe Silva, Iusley Lacerda, Paulo Vieira, Marcélio Sá, Armando Fonseca Júnior.

Agradeço aos colegas do LaMMEA (Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas), nas pessoas de Magna Araújo, Antônio Holanda, Paulo Sales, Diego Novaes, Leonardo, Francisco Batista Neto, José Geraldo Silva (in memoriam), Railson Alves, Estephanie Grassi, Glauco Ruben.

Agradeço aos colegas da oficina mecânica e de todos os laboratórios da UAEM/UFCG, especialmente a pessoa do Cícero Lima.

Agradeço a todos os colegas que tornaram possível o SiPGEM (Simpósio de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica), durante o mestrado.

Agradeço ao apoio institucional da Universidade Federal de Campina Grande (UFCG), do Centro de Ciência e Tecnologia (CCT) e do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM).

Agradeço ao financiamento do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), nos projetos de pesquisa 309331/2018-8 e 408131/2018-7.

Agradeço a todos, sem o apoio de vocês essa pesquisa não seria possível.

*"O sucesso consiste em ir de fracasso em fracasso sem perder o entusiasmo."*

(Winston Churchill)

## RESUMO

O sistema rotativo é um corpo suspenso através de mancais de rolamentos que permitem a sua rotação em torno do próprio eixo, esse sistema é encontrado em uma grande variedade de equipamentos industriais e domésticos, e estão sujeitos a sofrerem problemas como desbalanceamentos. Esses problemas acarretam em vibrações mecânicas, e se as amplitudes dessas forem elevadas há a conseqüente diminuição da vida útil das máquinas. Dentre as formas de controle e supressão dessa relação de causa e efeito, encontra-se o emprego de materiais inteligentes (*Smart Materials*) para atuarem no sistema. Baseado nessa prática, este trabalho incorpora lâminas de liga de memória de forma (LMF) superelástica (SE) em um sistema rotativo do modelo de *Jeffcott*, utilizando um conceito não fabricado de um trabalho de referência. O modelo de *Jeffcott* compõe-se de um sistema eixo-rotor com dois mancais, massa concentrada no centro do eixo e acionamento através de motor elétrico. Enquanto que as LMF's SE são aplicadas em um dos mancais, com o objetivo de utilizar sua boa capacidade de amortecimento. Foram realizados: ensaio de tração para verificar os limites do material LMF, simulações das lâminas em tecnologia CAE, análise modal para verificar o fator de amortecimento das lâminas e testes experimentais na bancada do sistema rotativo. Verificou-se que o amortecimento e a rigidez do material estão compatíveis com trabalhos de referência, entretanto, os carregamentos no sistema rotativo proporcionaram tensões muito elevadas sobre as lâminas. Assim, fraturaram em trabalho antes de atingirem as condições que seriam necessárias para ativação do efeito superelástico, de modo que são necessários mais estudos para melhorar a resistência mecânica do material com a geometria aplicada deste trabalho.

**Palavras-chave:** sistema eixo-rotor, liga de memória de forma superelástica, atenuação de vibração.

## ABSTRACT

The rotor system is a body suspended by bearings, which allows its rotation around the axis itself. This system is found in a wide variety of industrial and domestic equipment, and is subject to problems such as imbalances. These problems result in mechanical vibrations, and if their amplitudes are high, there is a consequent reduction in the useful life of the machines. Among the forms of control and suppression of these cause-and-effect relationships, there is the use of smart materials to act in the system. Based on this practice, this work incorporates superelastic (SE) shape memory alloy (SMA) blades in a rotating system of the *Jeffcott* model, using a concept not manufactured in the reference work. The Jeffcott model consists of a shaft-rotor system with two bearings, mass concentrated in the center of the shaft and driven by an electric motor. While the LMF's SE are applied to one of the bearings, in order to use their good damping capacity. The tests carried out were: traction tests to verify the limits of the LMF material, simulations of the blades in CAE technology, modal analysis to check the damping factor and incorporation of the blades on a rotating system. It was found that the damping and stiffness of the material are compatible with reference works, however the blade stresses were very high. Thus, they fractured at work before reaching the conditions that would be necessary to activate the superelastic effect, so that further studies are needed to improve the mechanical resistance of the material with the applied geometry of this work.

**Key-words:** rotor system, superelastic shape memory alloy, vibration attenuation.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modelo de rotor de Jeffcott .....	20
Figura 2 - Esquema da análise modal.....	22
Figura 3 – Elementos de uma análise modal .....	23
Figura 4 - a) Representação de sinal no domínio do tempo. b) Representação de sinal no domínio da frequência.....	23
Figura 5 – Sinal no tempo e espectro obtido pela transformada de Fourier para evidenciar as frequências fundamentais dos sinais .....	24
Figura 6 - Representação da técnica DFTF .....	25
Figura 7 - Construção da FRF de um sistema massa-mola-amortecedor linear .....	26
Figura 8 - Diagrama de bode normalizado com vários fatores de amortecimento viscoso ( $\xi$ ) .....	27
Figura 9 - Diagrama de Nyquist com três modos de vibrar .....	27
Figura 10 - Faixas utilizáveis de densidade de energia e frequência de trabalho dos materiais inteligentes.....	31
Figura 11 - Estruturas cristalinas da austenita e da martensita.....	32
Figura 12- Transformação da fração de martensita em função da temperatura .....	32
Figura 13 - Efeito memória.....	33
Figura 14 - Efeito superelástico.....	34
Figura 15 - Áreas características da curva tensão x deformação do efeito superelástico .....	35
Figura 16 - Efeito da temperatura no laço histerético.....	36
Figura 17 - Comparação dos testes de Reis et al. (2019) com e sem autoaquecimento em molas LMF. a) Curva força x deslocamento; b) Diagrama de Nyquist .....	36
Figura 18 - Estabilização da LMF superelástica através da ciclagem.....	37
Figura 19 – Sistema adaptativo de Gupta <i>et al.</i> (2009) .....	38
Figura 20 - Mancal flexível de Borges et al. (2018).....	39
Figura 21 - Modelo físico do rotor. a) Posição de equilíbrio; b) Mancal deslocado .....	40

Figura 22 – a) Regime permanente do eixo x em vibração livre. b) Regime permanente do vetor R em vibração forçada .....	40
Figura 23 - Suporte do rolamento com borracha metálica de LMF .....	41
Figura 24 - Setup experimental de Ma <i>et al.</i> (2015) .....	42
Figura 25 - Detalhamento do mancal flexível de Alves <i>et al.</i> (2018). (A) Fios LMF-SE; (B) Pistola de calor; (C) Tensionadores; (D) Câmara de calor; (E) Rolamento; (F) Suporte flexível; (G) Base; (H) Esquema da rigidez nas direções flexural e axial.....	42
Figura 26 - Resultados da condição estudada por. Alves <i>et al.</i> (2018) .....	43
Figura 27 - a) <i>Setup</i> experimental de Enemark, Santos e Savi (2015). b) Resposta em vibração livre de Enemark, Santos e Savi (2015) a diferentes temperaturas .....	44
Figura 28 – Detalhamento do mancal flexível de Braga <i>et al</i> (2020). (A) Tensionador; (B) Molas helicoidais diagonais; (C) Representação do rolamento; (D) Fios LMF SE; (E) Bloco móvel .....	45
Figura 29 - Órbitas do disco 2 à diferentes temperaturas, com o sistema rotor na ressonância. a) Simulado; b) Simulado e Experimental .....	45
Figura 30 - Mancal flexível de Oliveira et al. (2020) .....	46
Figura 31 – Lâminas de Senko <i>et al.</i> (2020).....	46
Figura 32 - Comparação dos resultados de Senko <i>et al.</i> (2020) e Oliveira <i>et al.</i> (2020).....	47
Figura 33 – Fluxograma da pesquisa .....	48
Figura 34 – Mancal flexível com lâminas LMF SE. a) Representação; b) Desenho técnico.....	49
Figura 35 – Bancada disponível no LVI/UAEM/UFCG .....	49
Figura 36 – Ensaio RET — LaMMEA/UFCG.....	52
Figura 37 – Curva RET característica em LMF NiTi com presença da fase R .	53
Figura 38 – Amostra do ensaio de tração.....	53
Figura 39 – Ensaio de tração — LaMMEA/UFCG.....	54
Figura 40 – a) Parâmetros do ensaio de tração; b) Tensões de transformação .....	55
Figura 41 – Setup da simulação no <i>software Ansys Workbench</i> ®.....	55
Figura 42 – Curva de excitação de deslocamento variável nas simulações das lâminas.....	56

Figura 43 – Curva de excitação para verificação de parâmetros modais.....	57
Figura 44 - Fluxograma dos processos de fabricação das lâminas.....	57
Figura 45 – Esquema de conformação para obtenção das lâminas.....	58
Figura 46 – Forno EDG 3000 .....	58
Figura 47 – Lâmina fabricada.....	59
Figura 48 – <i>Setup</i> do SEAM. a) Visão geral; b) Esquema.....	59
Figura 49 – Estrutura base do SEAM.....	60
Figura 50 – Setup de ensaio para determinação da histerese mecânica.....	61
Figura 51 – Representação da metodologia de simulação de Senko <i>et al.</i> (2020). a) Restrição da base: <i>frictionless support</i> . b) Deslocamento.....	62
Figura 52 – Mancal com lâminas.....	63
Figura 53 – Buchas nos rolamentos.....	63
Figura 54 – Sensores de proximidade. a) Sensores próximos ao disco; b) Sensor próximo ao mancal rígido .....	64
Figura 55 – Setup de montagem experimental.....	64
Figura 56 – RET da chapa tratada com o método do fabricante .....	65
Figura 57 – RET da lâmina após fabricada .....	66
Figura 58 – Curva <i>tensão versus</i> deformação do ensaio de tração .....	66
Figura 59 – Ensaio de tração: Experimental x Modelo para o Ansys®.....	67
Figura 60 – Resultados da simulação com 1,5 mm de deslocamento .....	68
Figura 61 – Resultados da simulação com 4,0 mm de deslocamento .....	68
Figura 62 – Transformação martensítica na simulação com 3,0 mm de deslocamento.....	70
Figura 63 – Simulação com excitação de deslocamento variável .....	70
Figura 64 – Áreas de histerese da lâmina com diferentes excitações.....	72
Figura 65 – Faixa ideal de excitação da lâmina .....	72
Figura 66 – Comparação das simulações utilizando 3,0 mm de deslocamento	73
Figura 67 – FRF e diagrama de Nyquist do SEAM com as lâminas LMF.....	75
Figura 68 – Exemplo de comparação dos resultados do SEAM com e sem lâminas LMF .....	76
Figura 69 – Comparação das simulações com resultado experimental .....	78
Figura 70 – Experimentos com pré-deslocamento de 1,0 mm balanceado.....	79
Figura 71 – Média do envelope superior e inferior .....	80
Figura 72 – Ensaio de tração completo.....	90

	XI
Figura 73 - Resultados da simulação com 2,0 mm de deslocamento .....	91
Figura 74 - Resultados da simulação com 2,5 mm de deslocamento .....	91
Figura 75 - Resultados da simulação com 3,0 mm de deslocamento .....	92
Figura 76 - Resultados da simulação com 3,5 mm de deslocamento .....	92
Figura 77 – Referência do SEAM do presente trabalho .....	93
Figura 78 – Referência do SEAM de Reis <i>et al.</i> (2019).....	93
Figura 79 – Resultado da simulação com excitação da Figura 43 .....	94

**LISTA DE QUADROS**

Quadro 1 - Tipos de FRF.....	26
Quadro 2 - Equações dos fatores de amortecimento histerético e viscoso.....	28
Quadro 3 - Efeitos dos materiais ativos.....	29
Quadro 4 - Principais tipos de materiais inteligentes.....	30

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Características da bancada do LVI/UAEM/UFCG .....	50
Tabela 2 – Tensões de transformação da chapa LMF NiTi SE .....	67
Tabela 3 – Dados obtidos das simulações das lâminas .....	69
Tabela 4 – Pontos destacados na Figura 63 .....	71
Tabela 5 – Comparação de simulações com 3,0 mm de deslocamento .....	74
Tabela 6 – Resultado SEAM da mola de lâmina LMF .....	76
Tabela 7 – Comparação dos fatores de amortecimento histerético .....	77
Tabela 8 – Comparação das simulações com resultado experimental .....	78
Tabela 9 – Dados da simulação com a Figura 43 .....	94

**LISTA DE SIGLAS**

ASTM	<i>American Society of Testing and Materials</i>
AVE	<i>Non-Contacting Video Extensometer</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
CAM	<i>Computer Aided Manufacturing</i>
TFTD	Transformada de Fourier no tempo discreto
DSC	Calorimetria Diferencial de Varredura
$E_l$	Elongação Residual
EM	Efeito Memória
FAS	Tensão de fim de transformação em martensita
FFT	Transformada Rápida de Fourier
FSA	Tensão de fim de transformação em austenita
GDL	Grau de Liberdade
Im	Parte imaginária do vetor
LMF	Liga de Memória de Forma
LPS	<i>Lower Plateau Stress</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
NiTi	Liga de Níquel-Titânio
PID	Controlador Proporcional Integral Derivativo
Re	Parte Real do vetor
RET	Resistência Elétrica em Função da Temperatura
SAS	Tensão de início de transformação em martensita
SC	Condicionador de Sinais
SE	Efeito Superelástico
SEAM	Sistema para Estimativa de Amortecimento Material
SFD	<i>Squeeze Film Damper</i>
SSA	Tensão de início de transformação em austenita
T	Transdutor
TT	Tratamento térmico
UPS	<i>Upper Plateau Stress</i>

**SUMÁRIO**

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>17</b>
1.1 Contextualização e Motivação .....	17
1.2 Objetivos .....	19
1.2.1 Objetivo Geral .....	19
1.2.2 Objetivos Específicos .....	19
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>20</b>
2.1 Dinâmica de rotores .....	20
2.1.1 Análise modal .....	22
2.2 Materiais Inteligentes .....	29
2.2.1 Ligas de memória de forma .....	31
<b>3 ESTADO DA ARTE</b> .....	<b>38</b>
<b>4. MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	<b>48</b>
4.1 Metodologia .....	48
4.2 Definição do problema .....	49
4.3 Revisão da literatura .....	50
4.3.1 Especificações de projeto .....	50
4.3.2 Requisitos de projeto .....	51
4.4 Caracterização do material LMF SE .....	51
4.4.1 Caracterização das temperaturas de transformação .....	52
4.4.2 Caracterização mecânica .....	53
4.5 Simulações das lâminas .....	55
4.6 Confeção das lâminas .....	57
4.6.1 Shape setting .....	57
4.6.2 Conformação das lâminas .....	58
4.7 Caracterização das lâminas .....	59
4.7.1 Determinação do fator de amortecimento material .....	59
4.7.2 Determinação de histerese mecânica .....	61
4.8 Testes experimentais na bancada .....	62
<b>5. RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>65</b>
5.1 Caracterização do material das lâminas LMF .....	65
5.1.1 Caracterização das temperaturas de transformação .....	65
5.1.2 Caracterização mecânica da chapa LMF NiTi .....	66

	XVI
5.2 Simulações das lâminas no <i>Ansys</i> ® .....	68
5.2.1 Simulações a diferentes excitações de deslocamento .....	68
5.2.2 Comparação das simulações com o trabalho de referência.....	72
5.3 Caracterização das lâminas .....	75
5.3.1 Determinação de fator de amortecimento no sistema SEAM .....	75
5.3.2 Ensaio de compressão na lâmina.....	77
5.4 Ensaios experimentais na bancada .....	79
<b>6. CONCLUSÕES .....</b>	<b>82</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>84</b>
<b>APÊNDICE A — ENSAIO DE TRAÇÃO EM AMOSTRA DE CHAPA NITI.....</b>	<b>90</b>
<b>APÊNDICE B — IMAGENS ADICIONAIS DAS SIMULAÇÕES DA TABELA 3</b> <b>.....</b>	<b>91</b>
<b>APÊNDICE C — CALIBRAÇÃO DO SEAM .....</b>	<b>93</b>
<b>APÊNDICE D — RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COM EXCITAÇÃO DA</b> <b>FIGURA 43.....</b>	<b>94</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização e Motivação

A roda foi uma das principais invenções da história da humanidade, possuindo registros históricos datados desde meados do quarto milênio a.C. Esse dispositivo foi o início da criação de sistemas rotativos, que representaram um grande salto no desenvolvimento humano ao facilitar o transporte de cargas por veículos à tração animal. A partir disso, as aplicações se desenvolveram e se estenderam ao longo do tempo, de modo que esse mecanismo ainda é largamente utilizado na atualidade, nas mais diversas áreas.

Com ênfase ao setor industrial, grande parte do seu maquinário conta com sistemas rotativos, que consistem em sistema eixo-rotor suportados por mancais de rolamentos. Os exemplos mais comuns deste tipo de sistema são os conjuntos geradores de turbina a vapor, turbinas a gás, motores a jato, compressores, ventiladores, bombas, centrífugas, motores elétricos e redutores (MATSUSHITA *et al.*, 2017).

A ampla diversidade de aplicações exige o aperfeiçoamento constante desses sistemas, buscando evitar falhas que impossibilitam o funcionamento do equipamento. As falhas estão correlacionadas diretamente aos defeitos característicos, gerados por montagens mal executadas, condições inadequadas de uso ou desgaste natural. Dentre esses, o desbalanceamento é o mais comum, e se caracteriza pela distribuição irregular de massas no rotor. Em decorrência desses defeitos, e também da grande capacidade de transmissão de energias pela usual operação em altas velocidades, há a potencialização de cargas dinâmicas, gerando vibrações indesejáveis.

Nesse contexto, investigações são realizadas para eliminar ou atenuar as vibrações, já que em muitas situações não é possível modificar a fonte de geração das cargas dinâmicas (desbalanceamento). Seguindo essa tendência, as ações são voltadas para obter maiores potências, velocidades e confiabilidade, com o menor peso possível, em soluções economicamente viáveis (ALVES, 2018). Um dos métodos adotados para controlar o fenômeno da ressonância (quando o sistema físico é excitado próximo a uma de suas frequências naturais) empregam dispositivos para dissipação de energia, que

diminuem as forças de excitação, e conseqüentemente reduz a resposta do sistema.

Materiais inteligentes vêm sendo aplicados nestes sistemas para dissipar a energia devido às suas características singulares, oriundas da resposta a estímulos externos. Dentre eles, as Ligas de Memória de Forma (LMF's) são as mais aplicadas (OLIVEIRA *et al.*, 2020; BORGES *et al.*, 2013), devido ao seu comportamento adaptativo de rigidez em função das tensões mecânicas e temperaturas de trabalho. Isso se deve às mudanças microestruturais subjacentes (austenita e martensita), que geram alto amortecimento material (ou histerético) quando comparadas a outras ligas metálicas e possibilitam o retorno às formas originais após deformação (RAO *et al.*, 2015).

Com essa alternância de fase do material, as LMF's apresentam duas formas característica: efeito memória de forma (EM) ou superelasticidade (SE). O segundo efeito está ganhando destaque na aplicação em sistemas eixo-rotadores, devido à maior facilidade de implementação do controle passivo, pois este não necessita de equipamentos externos para alterar sua microestrutura.

Utilizando a superelasticidade, os dispositivos de LMF aplicados nos mancais de sistemas rotativos para o controle das amplitudes podem ser encontrados em diversos formatos, tais como: molas helicoidais (ENEMARK *et al.*, 2015; ENEMARK e SANTOS, 2016), fios (ALVES *et al.*, 2018; BRAGA *et al.*, 2020) e lâminas (NOVAIS e SILVA, 2019; SENKO *et al.*, 2020).

Com relação às lâminas, foram propostos dois conceitos no trabalho de referência de Senko (2018), onde apenas um deles foi fabricado e testado, como será descrito no capítulo 3. Este trabalho visa continuar essas investigações através da incorporação de lâminas em um mancal de sistema rotativo para verificar sua eficiência na atenuação de vibrações, buscando aplicar a geometria não fabricada de Senko (2018) com o melhor *shape setting* para controlar as características relevantes do material. As lâminas são LMF SE compostas de Níquel e Titânio (NiTi — nitinol), e foram caracterizadas em termos de capacidade de amortecimento, rigidez e temperaturas de transformação.

## **1.2 Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo Geral**

Investigar e testar experimentalmente a incorporação de uma LMF NiTi superelástica no formato de molas de lâmina em um sistema eixo-rotor-mancal, para atenuar as vibrações oriundas da passagem pela frequência natural através do amortecimento histerético.

### **1.2.2 Objetivos Específicos**

- Realizar uma pesquisa teórica-experimental para definir os requisitos e as especificações de projeto necessárias para a execução do trabalho.
- Fabricar as molas de lâminas com os processos de fabricação conveniente e apropriado;
- Caracterizar as molas de lâminas fabricadas através de ensaios estáticos e dinâmicos;
- Incorporar as molas de lâminas na bancada experimental de um sistema rotor-mancal, e realizar ensaios dinâmicos do sistema sob dadas condições de operação;
- Comparar e validar resultados com trabalhos anteriores de referência.

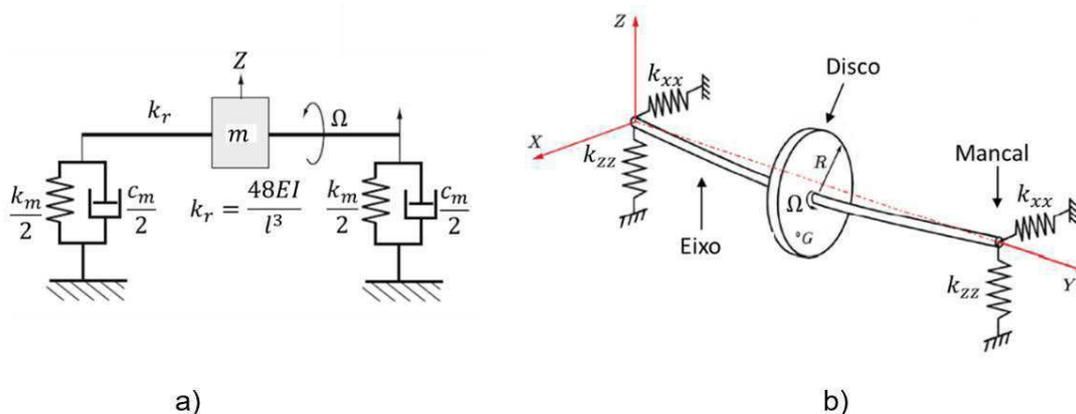
## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 Dinâmica de rotores

Uma definição simplificada dos sistemas rotativos é a de um disco ou rotor suspenso através de mancais de rolamentos, que permitem a sua rotação em torno do próprio eixo em algum local fixo do espaço. Eles são investigados desde a segunda metade do século XIX, e continuam sendo alvo de diversas pesquisas. Seja de aplicação do conhecimento já bem estabelecido, ou identificação de comportamentos específicos, principalmente nos rotores não-lineares através de dispositivos auxiliares de controle (GENTA, 2004).

Tais estudos são baseados em modelos como o rotor de *Jeffcott* (Figura 1), que é uma representação utilizada pela capacidade de preservar as características de sistemas complexos, ainda que seja um método de análise simples.

Figura 1 - Modelo de rotor de Jeffcott



Fonte: a) Adaptado de Matsushita *et al.* (2017); b) Adaptado de Senko (2018).

Os elementos do rotor de *Jeffcott* com suas respectivas definições são:

- Disco: elemento rígido, caracterizado pela energia cinética. A posição do(s) disco(s) geralmente concentra as maiores amplitudes durante a rotação.
- Eixo: é o elemento que suporta o disco e é apoiado pelos mancais, sendo caracterizado pela energia cinética e potencial. No modelo de *Jeffcott* é considerado flexível e sem massa, e pode ser simétrico (diâmetro externo único) ou assimétrico (mais de um diâmetro externo).

- Mancais: é o ponto onde o eixo é apoiado, podendo contemplar rolamentos de esferas, de rolos, hidrodinâmicos ou magnéticos. São caracterizados por meio do trabalho virtual das forças que atuam no eixo, que geram forças de restituição no mancal.

Na Figura 1(a) observa-se as equações características dos seus elementos, onde  $m$  é a massa do disco;  $k_m$  e  $c_m$  são respectivamente a rigidez e amortecimento dos mancais;  $k_r$ ,  $\Omega$ ,  $I$ ,  $l$  e  $E$  são respectivamente a rigidez, velocidade de rotação, momento de inércia, comprimento e módulo de elasticidade do eixo.

Por sua vez, a Figura 1(b) ilustra o sistema com dois graus de liberdade (se não forem considerados os efeitos giroscópicos), nas coordenadas de posição horizontal ( $Z$ ) e vertical ( $X$ ). Onde, o eixo gira em torno de si próprio, e não da posição de repouso representada pela linha tracejada no eixo  $Y$ .

Além desses componentes elementares, existem as massas desbalanceadoras, que provocam as instabilidades dinâmicas através das vibrações mecânicas. As oscilações (ou vibrações) são fenômenos onde um determinado movimento é repetido por si mesmo em um intervalo de tempo (INMAN, 2011; RAO, 2010).

O estudo do rotor de *Jeffcott* é uma tarefa complexa, pois, além dos componentes de massa, rigidez e amortecimento que são fundamentais na análise vibratória, devem-se considerar os momentos giroscópicos, forças de acoplamento cruzado e instabilidades giratórias (VANCE *et al.*, 2010). A incorporação desses fatores se dá devido a própria geometria dos sistemas rotativos, corroborada pela alta demanda de potência de trabalho.

Apesar da complexidade, a investigação com esse modelo é vantajosa por caracterizar o comportamento dinâmico e permitir entender todos os processos fenomenológicos, possibilitando fazer intervenções adequadas. Assim, de acordo com Vance *et al.* (2010), os principais objetivos ao se realizar um estudo da dinâmica de rotores são:

1. Prever as velocidades críticas: velocidades onde a amplitude de vibração é máxima, gerando instabilidades dinâmicas;
2. Prever frequências naturais de vibração de flexão e torcional;
3. Calcular locais e massas para correção de desbalanceamentos através de coleta de dados de vibração;

4. Prever amplitudes máximas de vibração causadas por desbalanceamento do rotor;

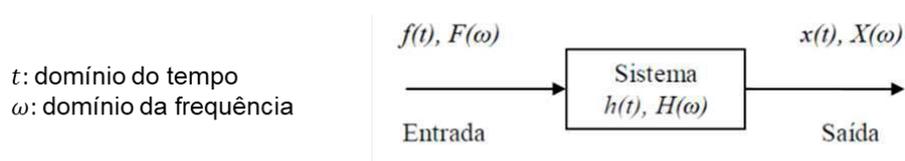
Neste trabalho, foram alterados os parâmetros de amortecimento e rigidez em um dos mancais para atenuar vibrações do sistema. Isso foi realizado com a incorporação de um material inteligente num dos suportes do mancal, discutidos posteriormente.

### 2.1.1 Análise modal

Para que os objetivos sejam realizados com êxito, é necessário que haja um mecanismo de análise que possibilite o acompanhamento, interpretação e modificação do sistema em estudo. O principal método com essa finalidade é a análise modal, que não é apenas empregado nos rotores, mas em estruturas que necessitam de análise de vibrações em geral.

No processo de aquisição dos sinais, deve ser criada uma fronteira imaginária que represente o sistema, Figura 2. Nesta área são inseridas grandezas conhecidas como entradas (caracterizado por  $f$  e  $F$ , simbolizando um sinal de força), que são independentes e possuem a capacidade de modificar o estado do sistema. Em decorrência dessa excitação de entrada, o sistema responde de uma determinada forma, denotado pelo sinal da saída ( $x(t)$  e  $X(\omega)$ ), indicando a resposta em deslocamento nos domínios do tempo e da frequência). Ambos os sinais isoladamente não são suficientes para caracterizar o sistema em termos de parâmetros modais, é necessário que seja realizada uma relação entre eles, chamada de FRF (Função de Resposta em Frequência —  $H(\omega)$ ).

Figura 2 - Esquema da análise modal

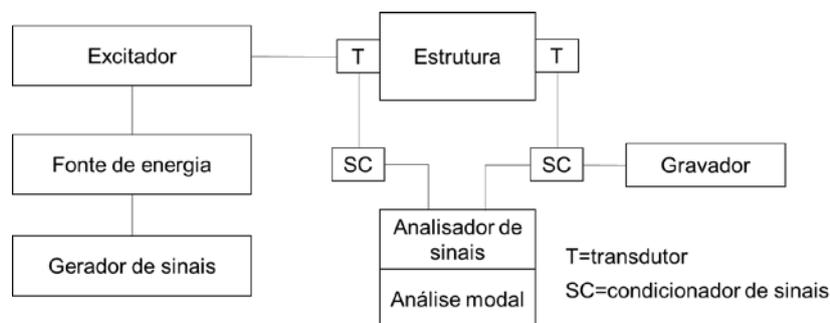


Fonte: Adaptado de Rao (2010).

Para que a investigação seja adequada, as entradas do modelo devem possuir uma forma de excitação compatível aos carregamentos expostos no sistema. Isso é implementado através de excitadores, tais como martelo instrumentado acoplado a uma célula de carga (martelo de impacto), ou

excitadores eletrodinâmicos (*shaker*). Os transdutores das saídas (acelerômetros), por sua vez, devem ser alocados de modo que obtenham as respostas vibratórias que melhor caracterizem o sistema. Na Figura 3 evidencia-se o aparato experimental necessário para implementação desta técnica.

Figura 3 – Elementos de uma análise modal

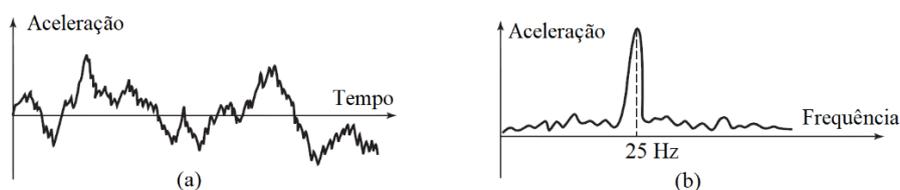


Fonte: Adaptado de Inman (2011).

Da Figura 3, identifica-se que os ensaios de análise modal necessitam de um gerador de sinais, que possui a função de fornecer os sinais de entrada aos transdutores de excitação, sendo alimentado por uma fonte de potência. A estrutura em estudo é acoplada a transdutores, que atuam no sensoriamento para aquisição dos dados de resposta. Esses dados são processados no analisador de sinais, recebendo-os através dos condicionadores de sinais (INMAN, 2011). Por fim, grava-se em um dispositivo de armazenamento, que posteriormente são filtrados e digitalizados para análise.

Na etapa de processamento dos sinais, tanto as entradas quanto as saídas são normalmente obtidas no domínio do tempo, de onde são conhecidas as ordens das amplitudes. Mas, é necessário que haja uma conversão do sinal para o domínio da frequência, pois este é mais representativo, evidenciando os distúrbios e as frequências críticas do sistema, Figura 4.

Figura 4 - a) Representação de sinal no domínio do tempo. b) Representação de sinal no domínio da frequência

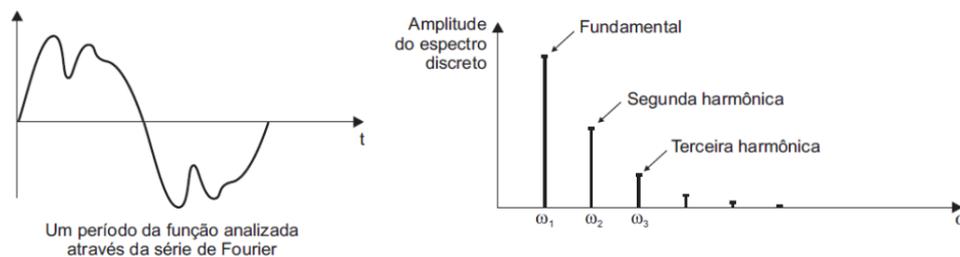


Fonte: Adaptado de Rao (2010)

A transformação entre os domínios pode ser realizada por algum dos métodos conhecidos, como a Transformada Rápida de Fourier (FFT), a Transformada Discreta de Fourier (DFT) e a Transformada de Wavelet. Para se realizar a escolha desses filtros, sem comprometer a análise, deve-se manter a qualidade dos sinais em ambos os domínios, sabendo que a resolução do tempo é inversamente proporcional à resolução da frequência.

O conceito mais difundido, que atende grande parte das aplicações é baseado na série de Fourier. Este define que qualquer função periódica no tempo pode ser representada por uma soma de termos em senos e cossenos, com frequências harmonicamente relacionadas entre si (INMAN, 2011). De acordo com Felício (2010), essas ondas senoidais e cossenoidais da análise de Fourier permitem que sejam identificadas as componentes fundamentais no espectro, Figura 5:

Figura 5 – Sinal no tempo e espectro obtido pela transformada de Fourier para evidenciar as frequências fundamentais dos sinais



Fonte: Felício (2010).

A série de Fourier dá origem à Transformada Rápida de Fourier (FFT), que é definida pela Equação (1):

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i\omega t} dt \quad (1)$$

Onde:  $X(\omega)$  é a função no espectro da frequência;  $x(t)$  é a função no tempo;  $\omega$  é a velocidade angular e  $t$  é o tempo.

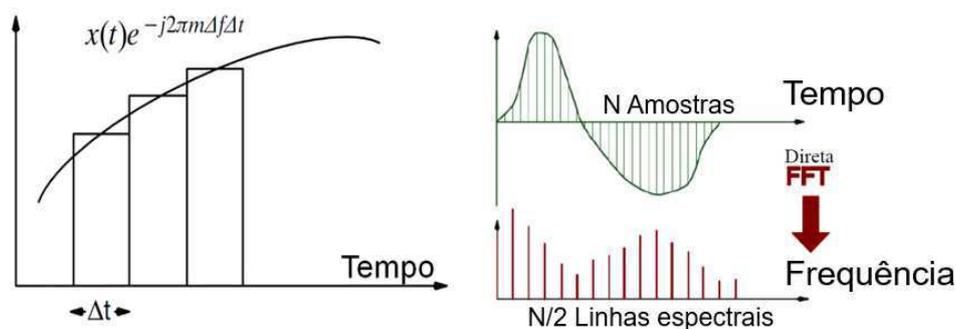
Para utilizar a Equação (1) é necessário assumir que as funções sejam contínuas em todo o domínio, entretanto, efetivamente as medições experimentais fornecem sinais na forma discreta (digitais). Para suprir essa problemática, é utilizada a Transformada de Fourier no Tempo Discreto (TFTD), representada pela Equação (2).

$$X_d(\omega) = \sum_{-\infty}^{\infty} x[m]e^{-i\omega m} \quad (2)$$

Onde:  $X_d(\omega)$  é a Transformada de Fourier no tempo discreto;  $x[m]$  é o conjunto discreto da amostra em números reais ou complexos; e  $m$  é um número inteiro que representa a amostra.

Se for considerado um período amostral  $T$ , tem-se em semelhança com a FFT que o tempo contínuo é  $t = mT$ , e a taxa de amostragem é representada por  $f_s = 1/T$ . Quanto maior a taxa de amostragem, mais precisa será a representação do sinal, aproximando-se da forma de um sinal contínuo. Após a realização da TFTD, a resolução do domínio da frequência é reduzida a metade da resolução no domínio do tempo, Figura 6.

Figura 6 - Representação da técnica DFTF

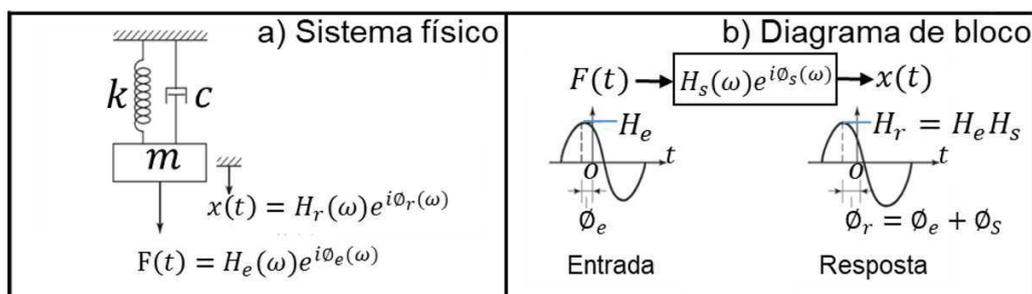


Fonte: Adaptado de LMS-International (2000).

Com os sinais de entrada e saída no domínio da frequência, é possível obter a função de resposta em frequência (FRF). A FRF ( $H_\omega$ ) é definida como uma relação da saída sobre a entrada numa faixa de frequências, sendo uma função complexa que possui magnitude ( $|H_\omega|$ ) e ângulo de fase ( $\emptyset$ ) (MCCONNELL e VAROTO, 1995). As FRF's são utilizadas porque refletem o sistema e não apenas os sinais isolados, como previamente relatado, sendo essencial para a determinação dos parâmetros modais.

Para efeitos de exemplificação, será utilizado o sistema linear massa-mola-amortecedor, Figura 7. Onde, quando introduzida uma entrada senoidal no sistema, a saída se apresenta com forma senoidal de mesma frequência, diferindo na magnitude e no ângulo de fase de resposta.

Figura 7 - Construção da FRF de um sistema massa-mola-amortecedor linear



Fonte: Adaptado de Rao (2010).

Na Figura 7,  $m$  indica a massa do sistema;  $x(t)$  é o deslocamento de resposta;  $F(t)$  é a força excitadora; os sufixos  $e$ ,  $r$  e  $s$  representam entrada, resposta e sistema, respectivamente;

Devido a este sistema ser linear, pode-se assumir que o princípio da superposição é válido, podendo ser aplicada a convolução para a definição da resposta, de acordo com a Equação (3).

$$H_r(\omega)e^{i\phi_r(\omega)} = H_s(\omega)e^{i\phi_s(\omega)}H_e(\omega)e^{i\phi_e(\omega)} = H_s(\omega)H_e(\omega)e^{i\{\phi_s(\omega)+\phi_e(\omega)\}} \quad (3)$$

Com as curvas da entrada e da resposta no domínio da frequência, a magnitude da FRF e seu ângulo de fase são, enfim, calculados com a Equação (4) e Equação (5):

$$H_s(\omega) = \frac{H_r(\omega)}{H_e(\omega)} \quad (4)$$

$$\phi_s(\omega) = \phi_r(\omega) - \phi_e(\omega) \quad (5)$$

No exemplo da Figura 7, a entrada é realizada em força, o que é um padrão nas análises com FRF's. A definição do tipo de FRF, de fato é dada com a grandeza da medição na saída, Quadro 1.

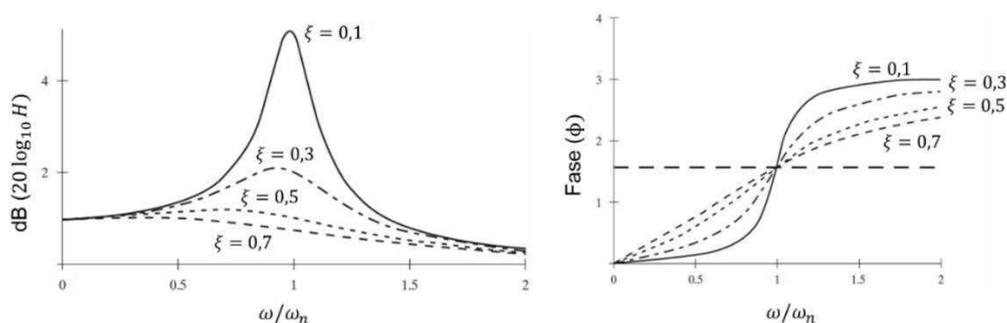
Quadro 1 - Tipos de FRF

Resposta	Definição	Nome	Função de Transferência inversa
Deslocamento	$x/F = H(\omega)$	Receptância Admitância	Rigidez dinâmica
Velocidade	$v/F = Y(\omega)$ $= j\omega H(\omega)$	Mobilidade	Impedância
Aceleração	$a/F = A(\omega)$ $= j\omega Y(\omega)$	Acelerância	Massa aparente

Fonte: Adaptado de McConnell e Varoto (1995).

Após a análise dos resultados, a representação das FRF's é realizada através do diagrama de Bode, que consistem em dois gráficos. O primeiro é o *plot* do logaritmo da magnitude da FRF ( $H(\omega)$ ) *versus* o logaritmo da frequência ( $\omega$ ). O segundo diz respeito ao ângulo de fase ( $\phi_s(\omega)$ ) *versus* o logaritmo da frequência ( $\omega$ ) (RAO, 2010). Em alguns casos na representação do diagrama de bode, o eixo das abcissas é posto de forma normalizada, como sendo a razão da frequência sobre a frequência natural ( $\omega_n$ ), assim como na Figura 8 utilizando fator de amortecimento viscoso ( $\xi$ ).

Figura 8 - Diagrama de bode normalizado com vários fatores de amortecimento viscoso ( $\xi$ )

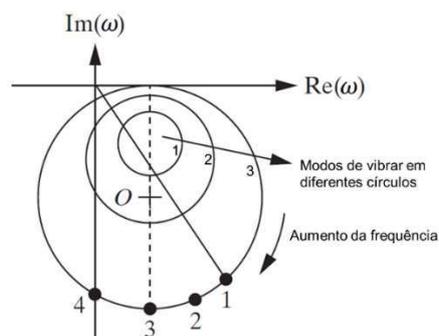


Fonte: Adaptado de Rao (2010).

Os parâmetros modais identificados nas FRF's são as frequências naturais, rigidezes e amortecimentos. As frequências naturais são estimadas através dos picos do gráfico da amplitude, já os parâmetros de rigidez e amortecimento podem ser calculados pelos métodos de largura de banda e diagrama de Nyquist, como utilizado por Almeida *et al.* (2019).

O diagrama de Nyquist, Figura 9, é definido como sendo o *plot* da parte real ( $Re$ ) da FRF *versus* a parte imaginária ( $Im$ ). Os resultados são apresentados em círculos, cada um deles representando uma frequência crítica do sistema.

Figura 9 - Diagrama de Nyquist com três modos de vibrar



Fonte: Adaptado de Inman (2011).

Uma das vantagens deste método é a facilidade de implementar cálculos generalizados através de *softwares*, quando comparado ao método da largura de banda. A desvantagem é que, se as frequências críticas não estiverem bem espaçadas haverá ruídos decorrentes da interferência entre os modos, impossibilitando a análise.

Outra vantagem do diagrama de Nyquist é a forma mais direta de obtenção do **amortecimento estrutural/histerético** ( $h$ ), que acontece devido aos materiais não serem perfeitamente elásticos, nos quais há absorção e dissipação de energia do movimento devido ao atrito interno (MASOTTI, 2013). A determinação desse parâmetro é realizada com o segundo termo da equação de movimento do modelo de amortecimento estrutural (ver Quadro 2), onde a força de amortecimento estrutural ( $F_{ae}$ ) é diretamente proporcional à velocidade de resposta ( $\dot{x}$ ), e inversamente proporcional à frequência ( $\omega$ ).

Além deste modelo, outro largamente difundido utiliza o amortecimento viscoso ( $c$ ), que atua com uma força ( $F_{av}$ ) proporcional à velocidade de movimento do objeto. O fator de amortecimento viscoso ( $\xi$ ) considera a relação entre o coeficiente de amortecimento, e o amortecimento crítico capaz de impedir que o sistema complete um ciclo ( $c_{crítico}$ ).

O Quadro 2 sintetiza as equações características para essas duas abordagens, em um sistema de 1 GDL com entradas harmônicas.

Quadro 2 - Equações dos fatores de amortecimento histerético e viscoso

	<b>Amortecimento estrutural</b>	<b>Amortecimento viscoso</b>
Equação do movimento	$m\ddot{x} + \frac{h}{\omega}\dot{x} + kx = F(t)$	$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t)$
FRF	$\frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k - \omega^2 m + jh}$	$\frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$
Força	$F_{ae} = -\frac{h}{\omega}\dot{x}$	$F_{av} = -c\dot{x}$
Razão de amortecimento	$\eta = h/k$	$\xi = c/c_{crítico}$
Relação	Para valores pequenos ( $\eta < 0,15$ ): $\eta = 2\xi$ $c\omega = k\eta$	

Fonte: Adaptado de McConnel e Varoto (1995).

A experiência mostrou que na maioria das situações físicas, o amortecimento estrutural é mais adequado para descrever estruturas reais, pois

seu valor numérico possui pouca dependência da frequência (MCCONNELL & VAROTO, 1995). No caso do sistema com 1 GDL, utilizando diagrama de Nyquist de receptância, os amortecimentos histerético são estipulados com os diâmetros do círculo de Nyquist (D) através da Equação (6).

$$h = k\eta = \frac{1}{D} \quad (6)$$

Neste trabalho será utilizado essa equação para determinação do fator de amortecimento estrutural ( $\eta$ ) das lâminas.

## 2.2 Materiais Inteligentes

Com a crescente demanda por estruturas menores devido a limitações de espaço, a ciência dos materiais possibilitou o desenvolvimento de novas ligas e microestruturas, de onde despontaram os materiais ativos, que são mais leves, com capacidades multifuncionais (JANOCHA, 1999).

Os materiais ativos são caracterizados por responderem a estímulos do ambiente de maneira reversível. Eles atuam na transformação de energia, de modo que é possível manejar as saídas de acordo com as necessidades de aplicação. O Quadro 3 ilustra alguns dos efeitos que esses materiais possuem, e suas formas de conversão de energia.

Quadro 3 - Efeitos dos materiais ativos

Energia de entrada ↓	Energia de saída →			
	Mecânica	Magnética	Térmica	Elétrica
Mecânica		Magnetostricção		Piezoelétrico Piezoresistivo
Magnética	Magneto-restrição		Magnetocalórico	Magnetorresistência
Térmica	Termomecânico		Piroeletricidade	Termoelétrico
Elétrica	Piezoelétrico Eletrostitivo Fluido Eletroreológico		Termoelétrico	

Fonte: adaptado de Rao *et al.* (2015).

Nos materiais ativos existe um subgrupo conhecido como materiais inteligentes (*smart materials*), eles mudam suas características físicas ou mecânicas de acordo com estímulos externos (GHOSH, RAO e SRINIVASA, 2013). Esses atributos os tornam atrativos para adaptar múltiplas funções, tais

como a de sensores, atuadores e controladores. Os tipos de materiais inteligentes mais comumente utilizados são apresentados no Quadro 4.

Quadro 4 - Principais tipos de materiais inteligentes

<b>Material inteligente</b>	<b>Sinal de entrada</b>
Liga de memória de forma (LMF)	Temperatura/ Esforços mecânicos
Polímeros de memória de forma	Temperatura/umidade/luz/pH
Compósito ionômero-metálico	Campo elétrico
Fluidos magneto-reológicos	Campo magnético
Fluidos eletro-reológicos	Campo elétrico
Elastômeros dielétricos	Campo elétrico

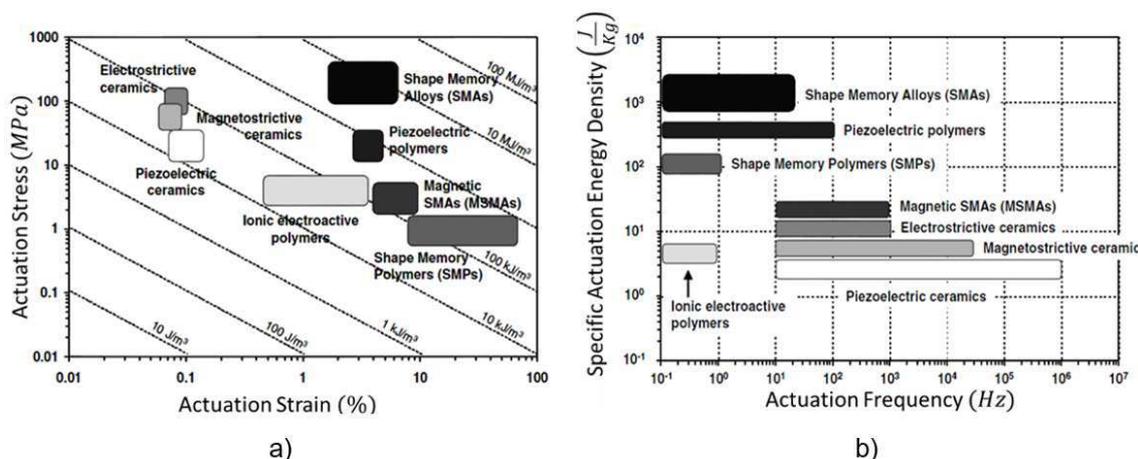
Fonte: adaptado de Rao *et al.* (2015).

Quando estes materiais são aplicados como atuadores, podem possuir os seguintes comportamentos de controle:

- **Ativo:** sendo necessário um mecanismo externo para ativação do material, como no caso de amortecedores adaptáveis com fluidos magneto-reológicos (LORD COMPANY, n.d.; CARLSON, 2005).
- **Passivo:** o qual não necessita de um sistema de sensoriamento e/ou realimentação para que haja atenuação dos movimentos vibratórios (NICOLETTI, 2013). Um exemplo de aplicação seria fios metálicos de LMF NiTi inseridos como *stents* em artérias e vasos sanguíneos (SEELECKE e MÜLLER, 2004).

Os dois exemplos citados indicam a dimensão de aplicações que possuem os materiais inteligentes, que também são utilizados nas áreas aeroespacial, mecânica, estrutural, civil e do petróleo. Apesar das características propícias para utilização como atuadores, Lagoudas (2008) sugere que devem ser considerados dois parâmetros de projeto na seleção do material, são eles: a densidade de energia (saída disponível de trabalho por unidade de volume) e a faixa de frequência de trabalho. Na Figura 10 estão representados diferentes materiais inteligentes numa comparação desses dois parâmetros.

Figura 10 - Faixas utilizáveis de densidade de energia e frequência de trabalho dos materiais inteligentes



Fonte: Adaptado de Lagoudas (2008)

### 2.2.1 Ligas de memória de forma

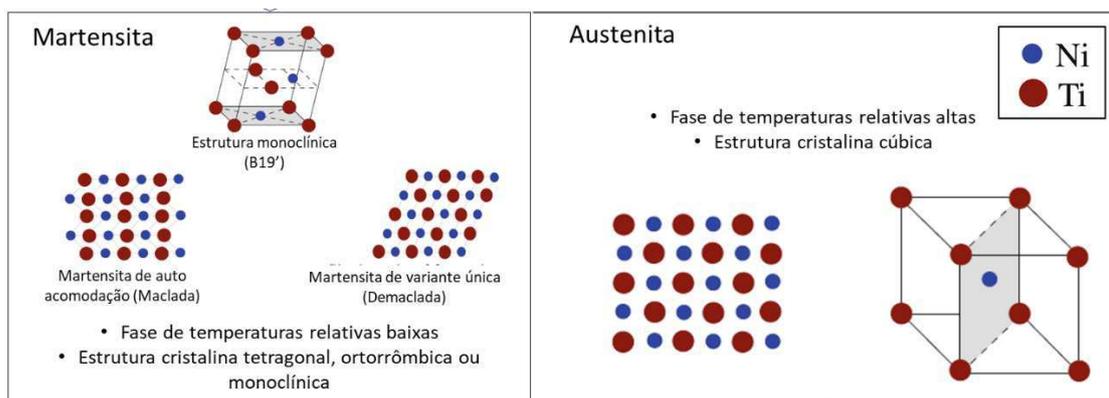
Da Figura 10(a) pode ser visualizado que as LMF's (*Shape Memory Alloy* - *SMA*s) possuem uma faixa considerável na curva tensão *versus* deformação, com alta densidade de energia. Além disso, a Figura 10(b) mostra que essa classe de materiais possui uma boa atuação em baixas faixas de frequência, até aproximadamente 30 Hz, mas dependendo do volume de deformação pode-se chegar até a ordem de 60 Hz, como visto em Alves *et al.* (2015). Essas características os tornam adequados para serem usados como sensores e atuadores, tornando-os bons candidatos a aplicações com absorção de impacto e amortecimento de vibrações (LAGOUDAS, 2008).

As LMF's são uma classe de materiais que possuem a capacidade de recuperar sua forma original após sofrer deformações. Esta capacidade de recuperação é devido a sua microestrutura, que sofrem mudanças determinadas pelas distorções de cisalhamento na rede cristalina entre as fases austenita e martensita. Estas ligas possuem duas principais transformações, a reversa (martensita para austenita) e a direta (austenita para martensita).

A austenita se caracteriza por possuir alta rigidez e baixo grau de amortecimento, e é formada por uma estrutura cúbica (B2). Já a martensita têm baixa rigidez e alto amortecimento, podendo ter estrutura tetragonal, ortorrômbica ou monoclinica, e por não ser cúbica pode ter diferentes estruturas

(B19') com orientações variáveis (RAO *et al.*, 2015). A martensita com orientação de auto acomodação (maclada) representa a forma aleatória, diferente da martensita de única variante (demaclada), que se apresenta de apenas uma maneira. Na Figura 11 apresenta-se uma representação da estrutura cristalina dessas duas fases:

Figura 11 - Estruturas cristalinas da austenita e da martensita

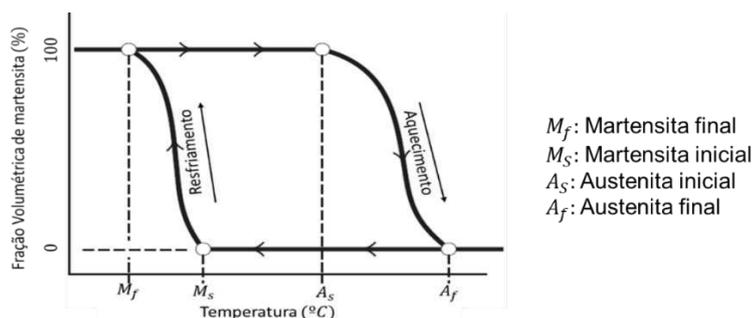


Fonte: Adaptado de Rao *et al.* (2015).

Além dessas, também pode surgir outra microestrutura intermediária conhecida como fase R, conforme certas circunstâncias: trabalho à frio, ciclos térmicos, tratamento térmico ou composição química. É uma fase que surge na interface entre a austenita e a martensita, causando um comportamento duplo. Segundo Nurveren *et al.* (2008), ela aparece prioritariamente na transformação martensítica.

As temperaturas que provocam as alternâncias entre essas fases são chamadas de temperaturas de transformação, Figura 12, e são intrínsecas ao material. A notação do início da transformação possui o sufixo s (*start*), e a do final da transformação é o f (*finish*).

Figura 12- Transformação da fração de martensita em função da temperatura

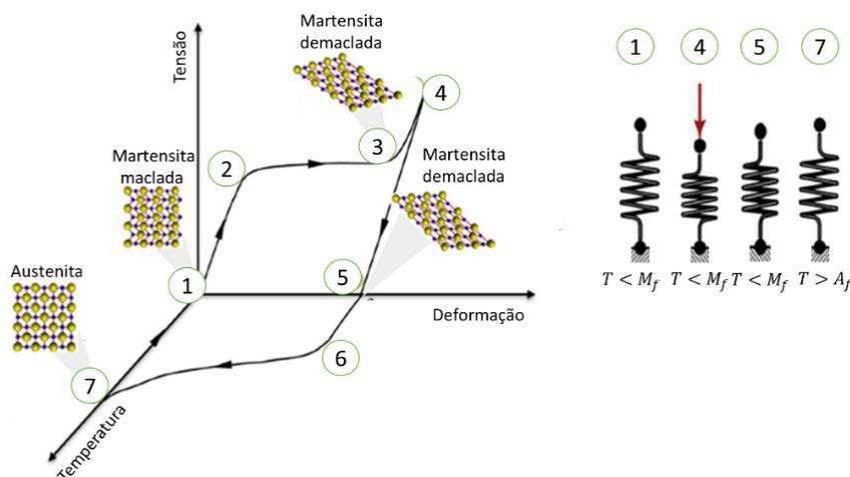


Fonte: Adaptado de Leo (2007)

As LMF's apresentam dois comportamentos característicos: o efeito memória de forma e o efeito superelástico. O escopo deste trabalho utiliza o efeito superelástico, portanto, será apresentado apenas uma breve explicação do mecanismo do primeiro.

O efeito memória de forma (EM) é exemplificado através da Figura 13, que inicialmente apresenta uma microestrutura martensítica maclada (1). Com o carregamento, a aplicação da tensão encontra o valor crítico para haver martensita demaçada (2), a reorientação da martensita começa associada a uma deformação macroscópica (patamar 2 – 3). Ao final do patamar, a martensita demaçada está completa, e carregamentos adicionais causam apenas deformações elásticas da nova microestrutura (inclinação 3–4). Com o descarregamento, existe uma deformação macroscópica estável (5). Então, quando o material é aquecido acima da temperatura  $A_f$ , há a recuperação macroscópica da forma (6–7), e o resfriamento garante o retorno da microestrutura austenítica para a martensítica sem alterações macroscópicas (6 – 7) (LECCE e CONCILIO, 2015).

Figura 13 - Efeito memória



Fonte: Adaptado de Lecce e Concilio (2015).

### 2.2.1.1 Efeito superelástico das LMF's

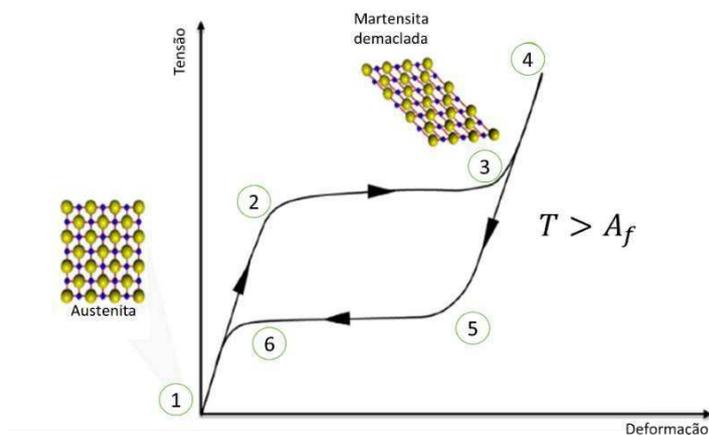
O **efeito superelástico (SE)** também é conhecido como **pseudoelasticidade**, pois aparentemente funciona como um material comum quando exigido no regime elástico. A especialidade deste efeito é a magnitude da recuperação, que pode chegar até a ordem de 10%, enquanto que os metais

comuns alcançam menos de 1% (SEELECKE e MÜLLER, 2004; LECCE e CONCILIO 2015, RAO *et al*, 2015).

A utilização desse efeito se dá com temperatura de trabalho superior à  $A_f$ , de forma predominantemente passiva. Entretanto, existe a possibilidade do controle também ser ativo, visto que há diferenças no comportamento da liga em diferentes temperaturas superiores a  $A_f$ .

Na Figura 14 é ilustrada a atuação desse efeito, relacionando-se a aplicação de tensão com as mudanças microestruturais. No início da aplicação da tensão, a estrutura é austenítica (1). Durante o carregamento, a tensão crítica para transformação é alcançada (2) e o material transforma-se em martensita demaçada (patamar 2 – 3). Quando a transformação é completa, carregamentos adicionais causam deformação elástica na martensita demaçada (inclinação 3 – 4). Durante o descarregamento, a tensão crítica para a transformação reversa é alcançada (5) e a deformação macroscópica é recuperada (patamar 5 – 6) (LECCE e CONCILIO, 2015).

Figura 14 - Efeito superelástico

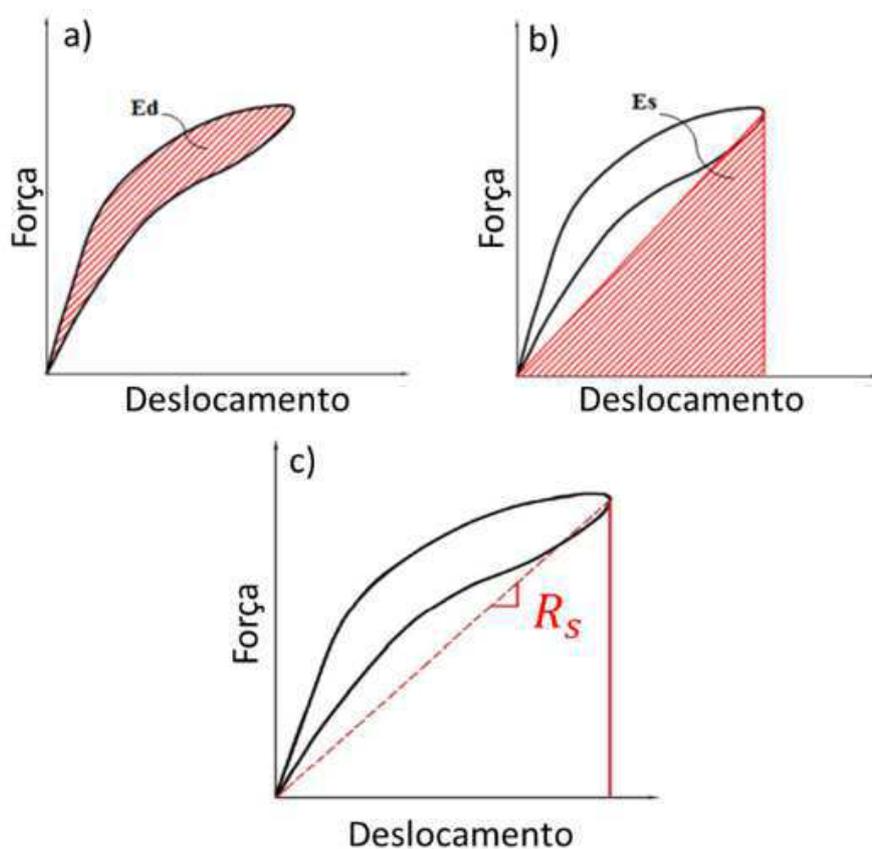


Fonte: Adaptado de Lecce & Concilio (2015)

O ciclo gera a histerese mecânica (se as cargas forem limitadas para não haver deformação plástica), que indica a capacidade de dissipação de energia no processo. A magnitude do amortecimento histerético é calculada pelas áreas  $E_D$  (curva interna) e  $E_S$  (triângulo formado entre a origem, ponto de máxima deformação e ponto de máxima força no eixo das abcissas) na curva força *versus*

deslocamento, Figura 15(a), representando a energia perdida por unidade de volume do corpo por ciclo.

Figura 15 - Áreas características da curva tensão x deformação do efeito superelástico



Fonte: Adaptado de Doggenweiler (2010).

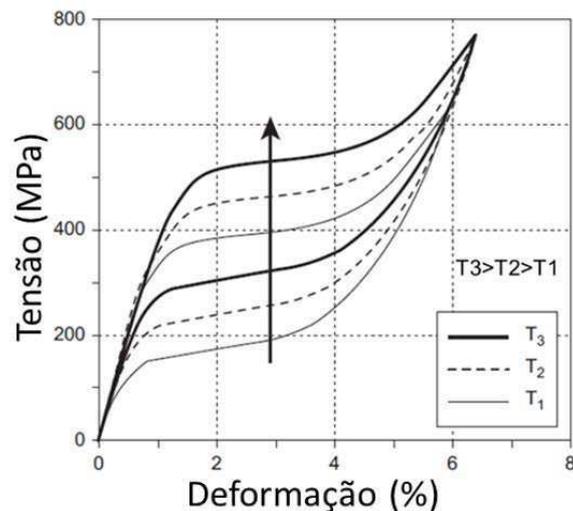
O fator de amortecimento histerético ( $\eta$ ), também conhecido como fator de perda, é calculado pela relação entre as áreas  $E_D$  e  $E_S$  da Figura 15, conforme Equação (7):

$$\eta = \frac{E_D}{4\pi E_S} \quad (7)$$

Também na curva de histerese, pode-se analisar a rigidez secante ( $R_s$ ), que é a capacidade das seções transversais desenvolverem esforços internos resistentes que se opõem à deformação do prisma. Neste caso, ele é definido como a inclinação da reta que passa pelos pontos de máximo e mínima força do laço histerético, conforme a Figura 15(c):

Os dois parâmetros anteriores são afetados pela temperatura de trabalho, pois, apesar da liga ser ativada em qualquer temperatura superior a  $A_f$ , quanto maior for a temperatura de trabalho, maior será a tensão de patamar, Figura 16.

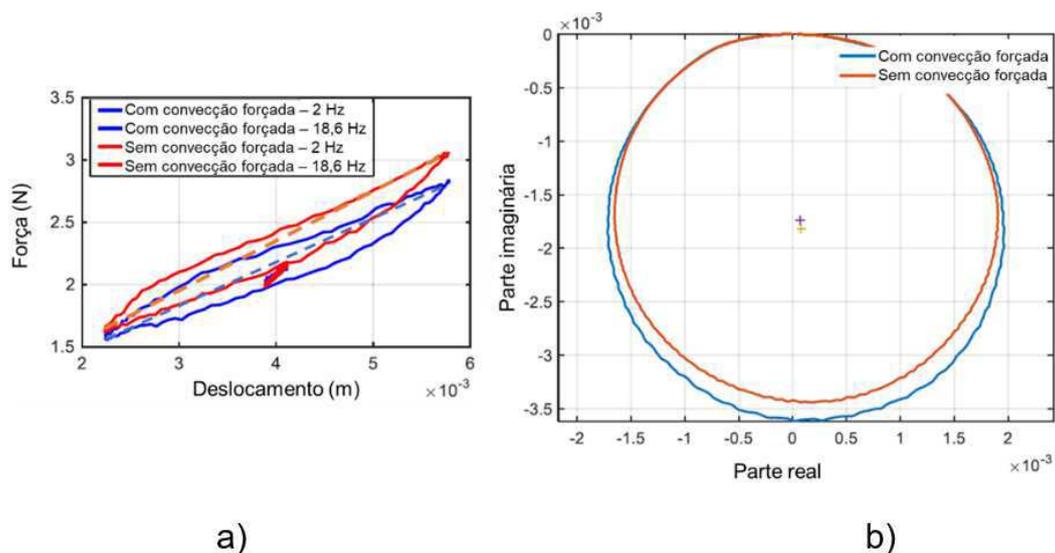
Figura 16 - Efeito da temperatura no laço histerético



Fonte: Adaptado de Lecce e Concilio (2015)

Essa temperatura nominal de trabalho é afetada pelo autoaquecimento da liga, onde Reis *et al.* (2019) reportou esse efeito em molas helicoidais superelásticas, ao comparar os testes da curva força *versus* deslocamento, e o amortecimento histerético com e sem convecção forçada. Nos ensaios, Figura 17, todas as condições apresentam autoaquecimento, mas com convecção forçada há menor intensidade do fenômeno, devido à maior transferência de calor.

Figura 17 - Comparação dos testes de Reis et al. (2019) com e sem autoaquecimento em molas LMF. a) Curva força x deslocamento; b) Diagrama de Nyquist

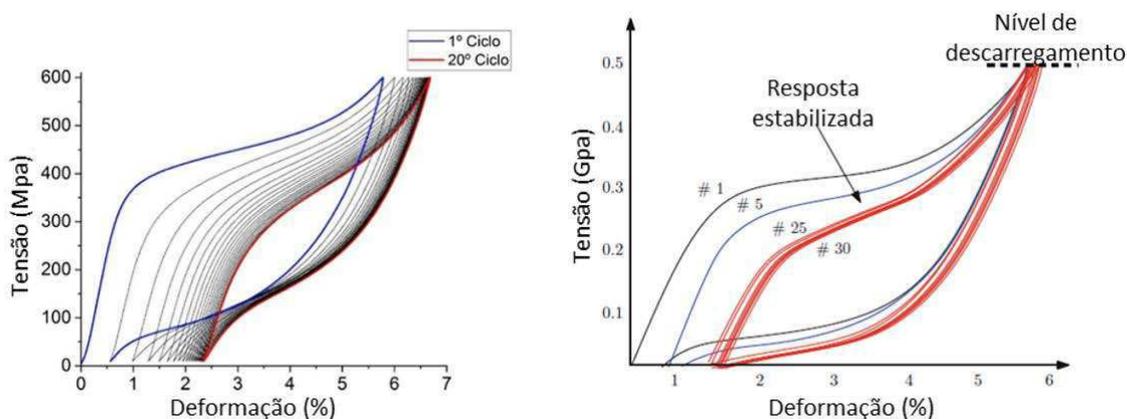


Fonte: Adaptado de Reis et al. (2019).

Da Figura 17(a) pode ser visto que na curva de contorno laranja aumentou-se o patamar de tensão, devido ao maior autoaquecimento que aumentou a temperatura da liga. Todavia, a curva com a convecção forçada apresentou maior área do laço de histerese, caracterizando um indício que há mais amortecimento nessa condição. Isso não é verdade, pois o maior autoaquecimento na convecção natural elevou a rigidez do material, e esse fator foi mais relevante que a área de histerese para o parâmetro de amortecimento. O que pode ser visto na Figura 17(b), onde a área do círculo é maior para a curva azul no diagrama de Nyquist, indicando menor amortecimento de acordo com a Equação (6).

Essas especificações devem levar em consideração os carregamentos cíclicos aos quais a lâmina será submetida, pois, a ciclagem leva a alterações macroscópicas no comportamento mecânico. Por conta disso, a liga LMF precisa ser estabilizada, de modo que não surjam deformações residuais a cada ciclo. Essa estabilização só é alcançada em níveis de carregamento menores que os predecessores, tendo o histórico termomecânico e o número de ciclos como fatores de influência (KHANDELWAL & BURAVALLA, 2009). Geralmente, a estabilização da liga ocorre em um número de ciclos superior a vinte, Figura 18.

Figura 18 - Estabilização da LMF superelástica através da ciclagem



Fonte: Adaptado de Novais e Silva (2019) e Eggeler *et al.* (2004)

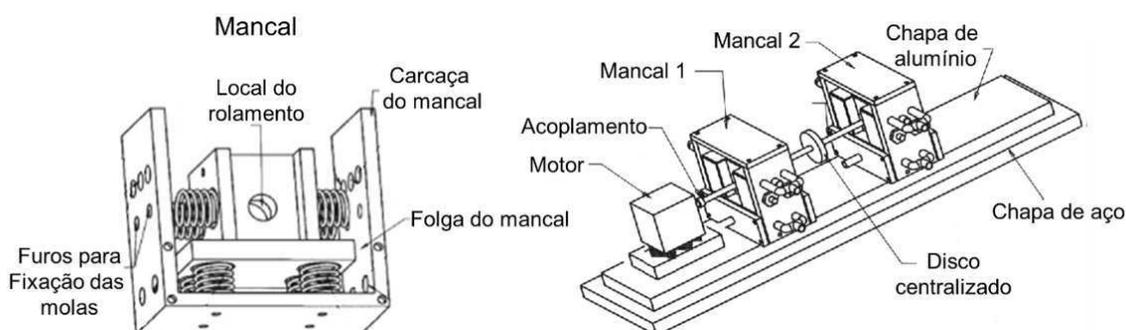
A ciclagem pode levar à fadiga, que pode ser estrutural (danos microestruturais que se acumulam e levam à falha) ou funcional (energia dissipada da histerese diminui com o número de ciclos) (EGGELER *et al.*, 2004).

### 3 ESTADO DA ARTE

As aplicações das LMF's para redução de vibrações em sistemas rotativos iniciou com o estudo de Nagaya, Takeda e Kumaido (1987). Com o passar do tempo houveram evoluções através de estudos sobre o comportamento do sistema e formas de aplicação da liga. Assim, esta seção apresenta uma revisão com os principais artigos publicados do tema nos anos 2010's.

Gupta *et al.* (2009) incorpora oito molas helicoidais LMF NiTi (quatro na direção vertical, e quatro na horizontal) de forma perpendicular nos mancais do sistema da Figura 19. A variação de temperatura nas molas é realizada com convecção forçada, onde a ativação é realizada com fluxo de ar quente, e a desativação com ar comprimido de  $CO_2$  mantido à  $2\text{ }^\circ\text{C}$ . Nos testes, a medição no mancal apresentou  $0,023\text{ mm/s}$  a  $16\text{ Hz}$  (ressonância) com as molas desativadas ( $T < A_f = 77^\circ\text{C}$ ), já com as molas ativadas obteve-se  $0,034\text{ mm/s}$  na frequência crítica de  $22\text{ Hz}$ . Baseado nesses valores, testou-se uma estratégia iniciando uma rampa de aceleração com as molas desativadas, então, ao atingir  $16\text{ Hz}$  o mecanismo de aquecimento é ativado, com transformação de fase completa a  $18,25\text{ Hz}$ . Nessas condições, os resultados foram efetivos, demonstrando altas reduções nos picos de amplitude:  $74\%$  a  $16\text{ Hz}$ , e  $71\%$  em  $22\text{ Hz}$ .

Figura 19 – Sistema adaptativo de Gupta *et al.* (2009)



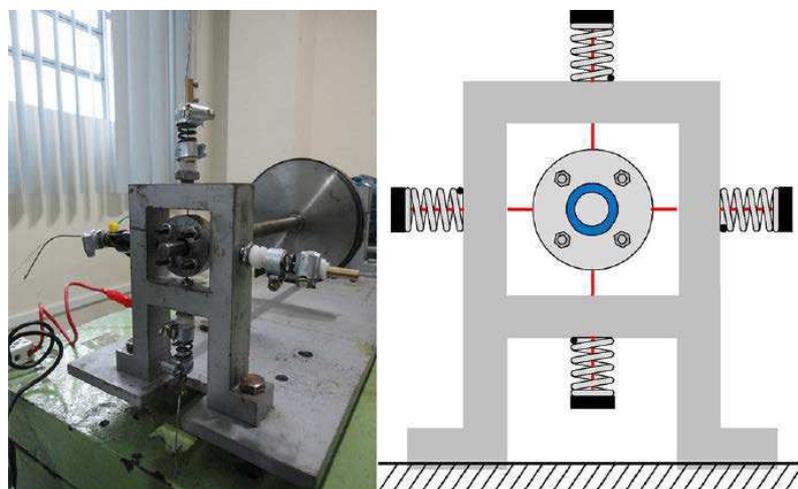
Fonte: Adaptado de Gupta *et al.* (2009).

Zhu, Wang e Xu (2009) concebem um modelo baseado na análise estatística de multivariáveis, aplicados para controle de vibrações num rotor com rolamento sustentado por fios LMF. Para estabilização do sistema, foi utilizado o PID (controlador proporcional integral derivativo) com as variáveis de interesse sendo tensão, deformação e temperatura, onde a relação entre elas foi definida

com a utilização do método da regressão múltipla. No processo, foi introduzida a teoria da histerese não linear para interpretar as diferenças nas curvas de carregamento e descarregamento da LMF. Os resultados mostraram que os três parâmetros são importantes, e o modelo pôde descrever as curvas de tensão *versus* deformação à diferentes temperaturas com boa concordância.

Borges *et al.* (2013) e Borges *et al.* (2018) utilizaram a lógica fuzzy para realizar o controle em um dos mancais de uma bancada com modelo de rotor de *Jeffcott*, onde foram utilizadas quatro molas LMF's através do efeito memória, Figura 20. A ativação do sistema pelo controle dinâmico da temperatura nas molas LMF's se dava através de um sensor de vibrações, localizado no mancal flexível, que enviava para o controlador. Os resultados mostraram atenuação de até 60% nas amplitudes, quando comparado ao caso sem ativação das molas. Apesar dos altos níveis de redução, a montagem apresentou limitações quanto à capacidade de convecção forçada. Para contornar essa situação, o sistema foi mantido num patamar até que a transformação de fase fosse completa, tanto na aceleração quanto na desaceleração.

Figura 20 - Mancal flexível de Borges et al. (2018)

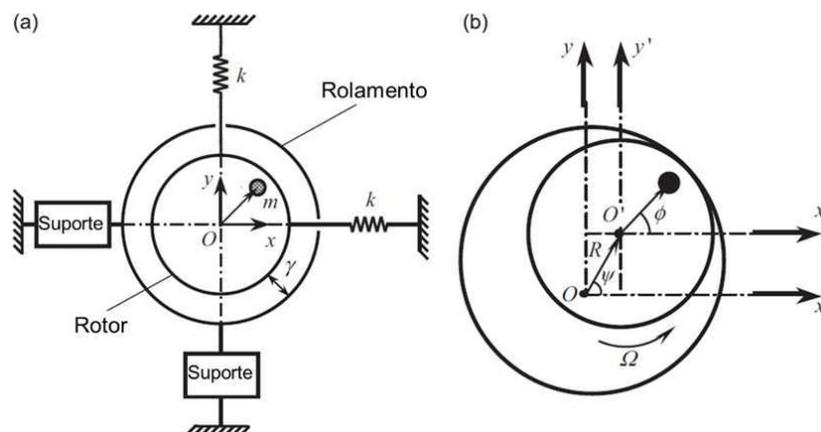


Fonte: Borges *et al.* (2018).

Silva, Savi e Paiva (2013) fazem uma análise numérica da dinâmica de um rotor de *Jeffcott* com dois graus de liberdade, Figura 21. Os resultados são comparados qualitativamente entre molas lineares elástica e LMF's superelásticas, com este último sendo testado nas temperaturas de 25°C, 47°C e 100°C. Nos testes em vibração livre houve significativa redução (tanto nas respostas no tempo, quanto nas órbitas) com suporte LMF, e reduções menores

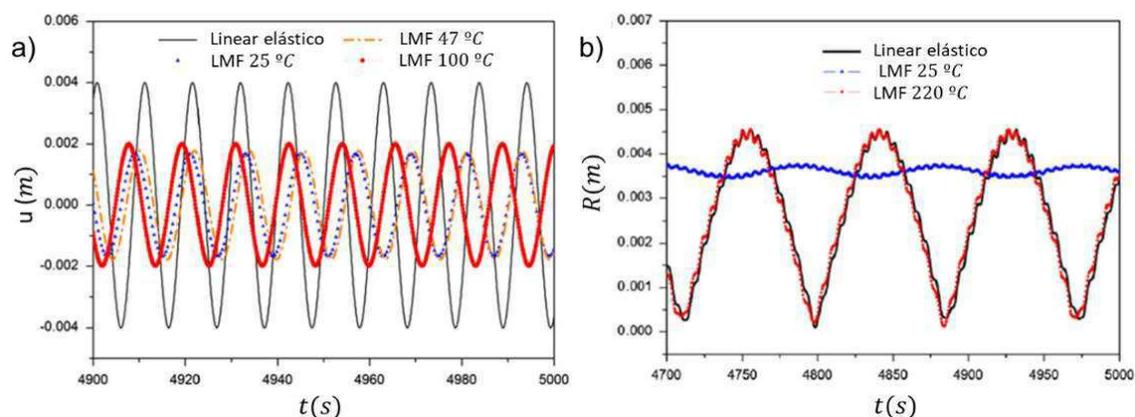
à medida que se aumentava a temperatura de trabalho, Figura 22(a). Com vibração forçada harmonicamente testou-se a condição de batimento (quando a frequência de excitação é próxima da ressonância), e viu-se que se a temperatura for muito alta o sistema se comporta como linear elástico, Figura 22(b). Pois, a histerese se torna muito pequena, fornecendo amortecimento quase nulo.

Figura 21 - Modelo físico do rotor. a) Posição de equilíbrio; b) Mancal deslocado



Fonte: Adaptado de Silva, Savi e Paiva (2013).

Figura 22 – a) Regime permanente do eixo  $x$  em vibração livre. b) Regime permanente do vetor  $R$  em vibração forçada



Fonte: Adaptado de Silva, Savi e Paiva (2013).

Ma *et al.* (2014) e Ma *et al.* (2015) descrevem o projeto, manufatura e testes da incorporação de borrachas metálicas (*metal rubber*) de LMF no suporte do rolamento, Figura 23. A borracha é adequada em mancais sem lubrificação, onde a dissipação de energia acontece pelo princípio de atuação ativa com efeito

memória. Os dois trabalhos operam alternando entre as temperaturas de 20°C e 90°C, nas fases martensítica e austenítica, respectivamente.

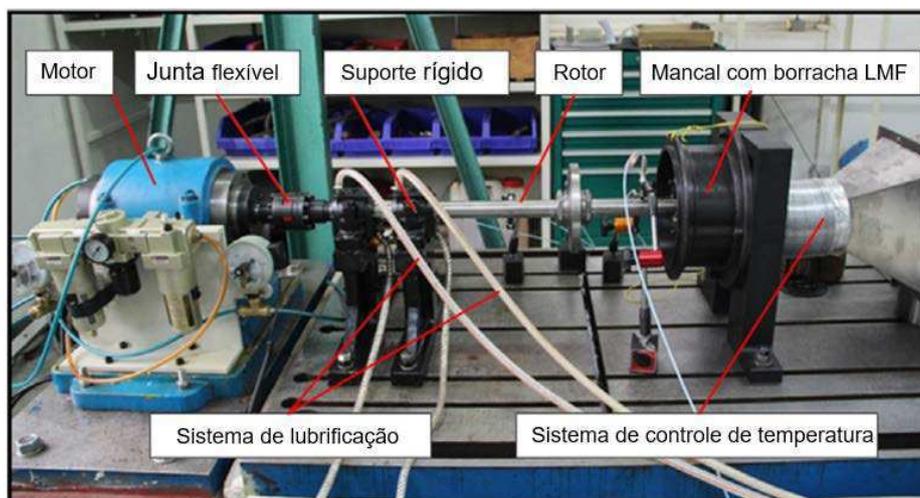
Figura 23 - Suporte do rolamento com borracha metálica de LMF



Fonte: Ma *et al.* (2014).

Em Ma *et al.* (2014), o *setup* experimental foi montado para reproduzir um sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade. Os resultados à 90°C indicaram um comportamento senoidal regular, e a histerese na curva força *versus* deslocamento se mostrava maior à medida que se aumentava a frequência. Em altas frequências também se viu o fenômeno da rigidez negativa, onde a força decrescia com o aumento da amplitude. Na verificação das relações de dependência, utilizando as equações do Quadro 2, foi constatado que  $\eta$  não possui grande dependência da frequência, como sugerido por McConnell e Varoto (1995).

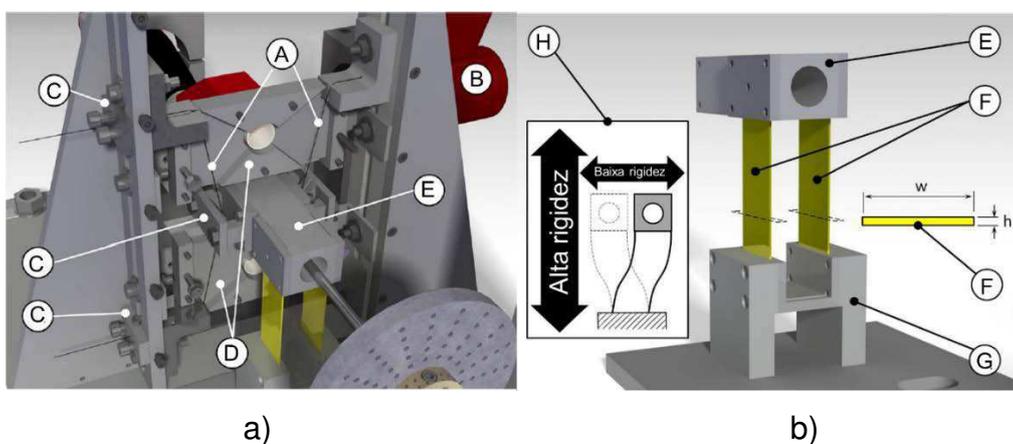
Ma *et al.* (2015) acrescenta simulações utilizando MEF, e faz os testes numa bancada de sistema rotativo, Figura 24, com limitações de velocidades para análise apenas da primeira frequência crítica. Foi diagnosticada uma boa concordância entre os métodos nas amplitudes da aceleração e desaceleração em ambas as temperaturas, indicando anisotropia do suporte. O sistema foi muito regular, apresentando apenas uma harmônica, com reduções de 16% nos testes com desaceleração, e 17% na aceleração.

Figura 24 - Setup experimental de Ma *et al.* (2015)

Fonte: Adaptado de Ma *et al.* (2015).

A aplicação de fios LMF superelásticos no sistema rotor-mancal da Figura 25(a) foi simulada por Alves *et al.* (2015), e testada por Alves *et al.* (2018). A montagem contou com uma uniformização da temperatura na câmara que comporta o conjunto do mancal por uma pistola de calor, além disso, foi dada uma pré-carga nos fios de acordo com o seu modelo teórico. Da Figura 25(b) vê-se que a direção vertical é considerada de alta rigidez, assim, a atuação dos fios se dá predominantemente no eixo horizontal. O modelo possui quatro graus de liberdade (dois em deslocamento, e dois em rotação), sendo os resultados discutidos à diferentes temperaturas acima de  $A_f$  (30°C, 45°C e 60°C).

Figura 25 - Detalhamento do mancal flexível de Alves *et al.* (2018). (A) Fios LMF-SE; (B) Pistola de calor; (C) Tensionadores; (D) Câmara de calor; (E) Rolamento; (F) Suporte flexível; (G) Base; (H) Esquema da rigidez nas direções flexural e axial

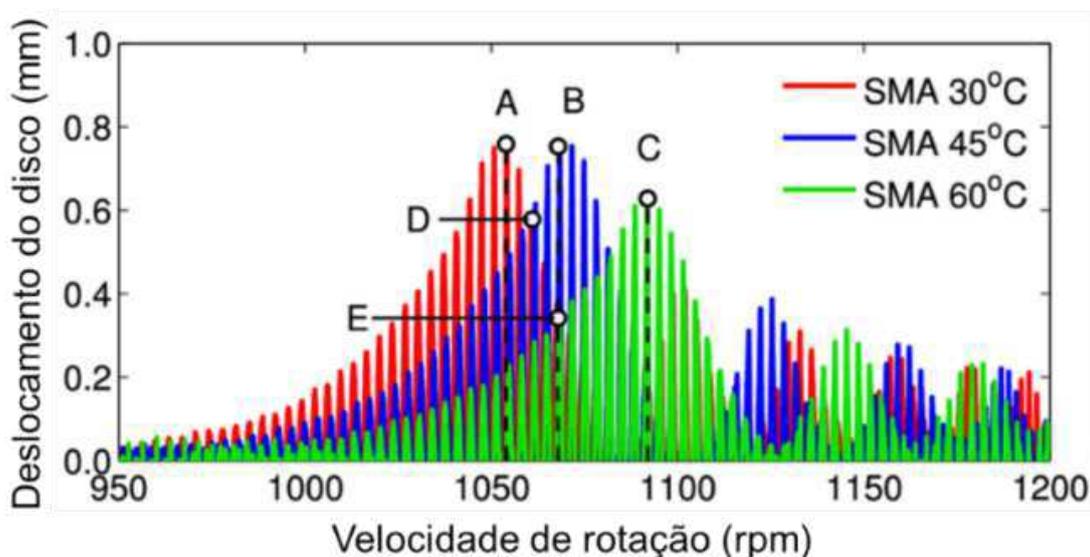


Fonte: Adaptado de Alves *et al.* (2018).

Na condição de excitação harmônica em regime permanente na primeira frequência crítica, quanto maior fosse a temperatura, menor a amplitude de vibração. Além disso, quando as amplitudes iniciais (além da pré-carga padrão) eram maiores, havia mais dissipação de energia pela maior parcela do material que sofre transformação, entretanto, o tempo de estabilização também aumenta.

Também foi realizado um *sweep* na velocidade do rotor, apresentando o comportamento da Figura 26. Desse resultado foi sugerida a alteração da rigidez do sistema na frequência de transição (pontos D e E) pela mudança de temperatura nos fios superelásticos, o que até a atualidade só foi realizado com o efeito memória.

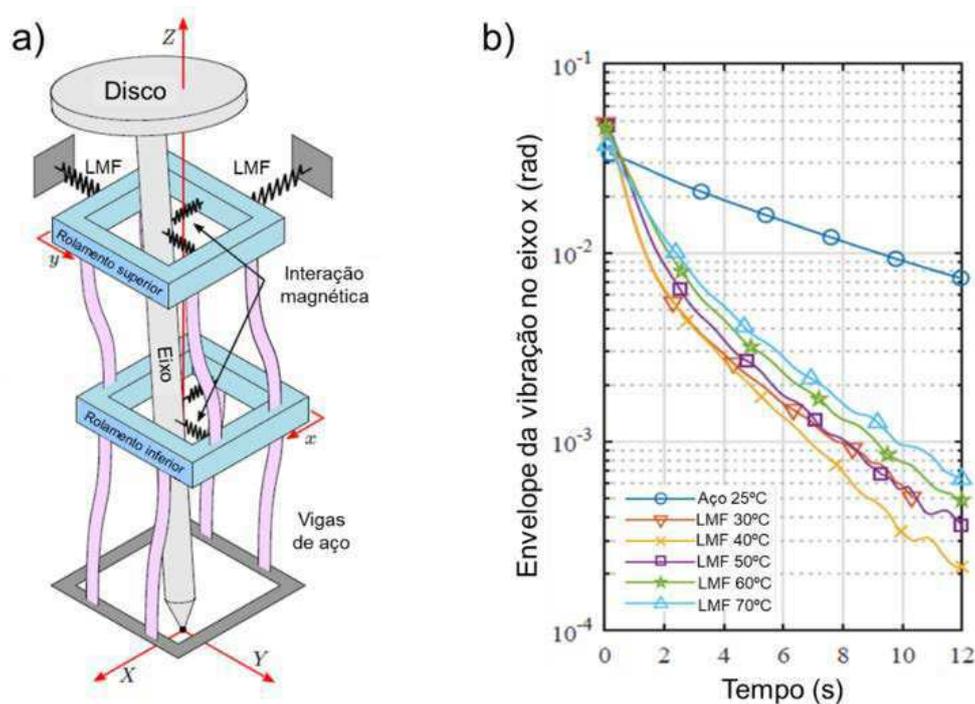
Figura 26 - Resultados da condição estudada por. Alves *et al.* (2018)



Fonte: Adaptado de Alves *et al.* (2018).

Enemark, Santos e Savi (2015) analisam experimentalmente um sistema eixo-rotor com um disco na extremidade superior, sustentado por rolamentos magnéticos passivos e molas helicoidais, Figura 27(a). A posição vertical do eixo é vantajosa para que a gravidade não atue ao longo do comprimento, e o incremento das molas acontece devido ao amortecimento dos rolamentos magnéticos ser baixo. O sistema é testado com molas helicoidais de material LMF superelástico e aço (linear elástico), com o objetivo de realizar a comparação.

Figura 27 - a) *Setup* experimental de Enemark, Santos e Savi (2015). b) Resposta em vibração livre de Enemark, Santos e Savi (2015) a diferentes temperaturas



Fonte: Adaptado de Enemark, Santos e Savi (2015).

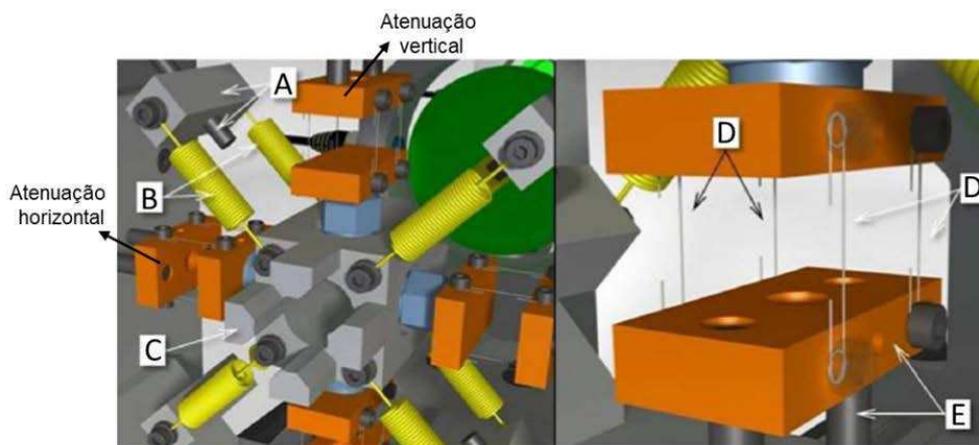
As respostas em vibração livre são apresentadas na Figura 27(b), utilizando a técnica do envelope. No início, as amplitudes com molas LMF's não ativadas são maiores que a da mola de aço, porém, à medida que o material sofre transformação há uma maior atenuação. Quando se compara as diferentes temperaturas da mola LMF, pode ser visto que um valor intermediário (40°C) obteve os melhores resultados, mesmo com menor área de histerese em relação a condição de 30°C. Portanto, não se deve avaliar as propriedades rigidez-amortecimento isoladamente, mas verificar qual condição promove maiores benefícios ao sistema.

Enemark e Santos (2016) acrescentam as investigações numéricas no estudo de Enemark, Santos e Savi (2015), baseado num modelo multifísico junto com modelo constitutivo da LMF. Em conjunto, os trabalhos encontraram fator de amortecimento cerca de sete vezes maiores nas molas LMF's em comparação com as molas de aço, com alterações na ressonância de até 7%, e atenuação na ordem de 50%.

Baseado em Alves *et al.* (2018), Braga *et al* (2020) realiza uma alocação dos fios superelásticos para que também haja atenuação na direção vertical do

sistema rotor-mancal, Figura 28. A adaptação utilizou pistolas de calor mais potentes, para obter maior uniformização das temperaturas de trabalho (30°C, 45°C e 60°C), além disso, foi acrescentado um disco ao sistema.

Figura 28 – Detalhamento do mancal flexível de Braga *et al* (2020). (A) Tensionador; (B) Molas helicoidais diagonais; (C) Representação do rolamento; (D) Fios LMF SE; (E) Bloco móvel

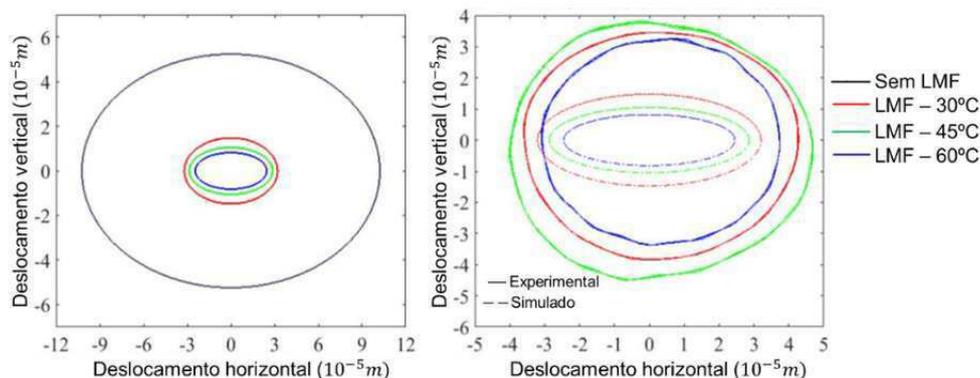


Fonte: Adaptado de Braga *et al* (2020).

Os resultados das órbitas experimentais e simuladas na frequência de ressonância, em um dos discos, são apresentados na Figura 29. Da imagem visualiza-se que houve grande atenuação na comparação do sistema com e sem os fios LMF, e menores níveis de redução ao aumentar a temperatura das LMF's. Assim, o trabalho contribuiu ao mostrar que as tendências encontradas por Alves *et al.* (2018) na direção horizontal também se aplicam na direção vertical.

Figura 29 - Órbitas do disco 2 à diferentes temperaturas, com o sistema rotor na ressonância.

a) Simulado; b) Simulado e Experimental



Fonte: Adaptado de Braga *et al* (2020).

Oliveira *et al.* (2020) aplica uma variação do mancal utilizado por Borges *et al.* (2018), onde são utilizadas oito molas ao invés de quatro, Figura 30. Na

comparação entre os dois trabalhos, houve uma significativa redução no tempo de resposta das molas, com os períodos de resfriamento e aquecimento praticamente iguais. As atenuações das vibrações em termos do valor do pico na primeira ressonância da aceleração foram próximas, cerca de 60%. Já na desaceleração, houve atenuação de 73,48% em Oliveira *et al.* (2020), frente a 42,40% em Borges *et al.* (2018).

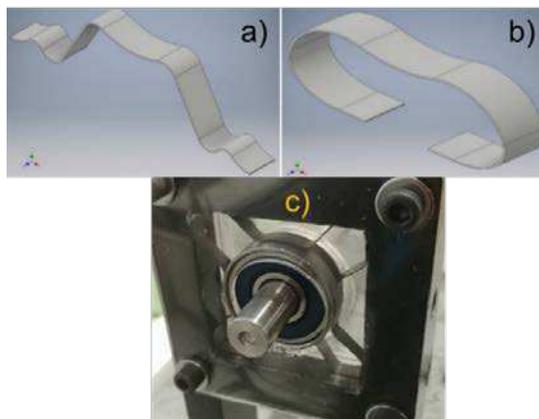
Figura 30 - Mancal flexível de Oliveira *et al.* (2020)



Fonte: Oliveira (2017).

Senko (2018) e Senko *et al.* (2020) utiliza a mesma bancada experimental dos dois trabalhos anteriores, porém com a utilização de lâminas LMF NiTi superelásticas. As simulações em MEF destacaram alto potencial de amortecimento na lâmina da Figura 31(a) com 0,25 mm de espessura (Formato M), e na da Figura 31(b) com espessura de 0,5 mm (Formato C), mas apenas o primeiro foi confeccionado e testado com pequena modificação, Figura 31(c).

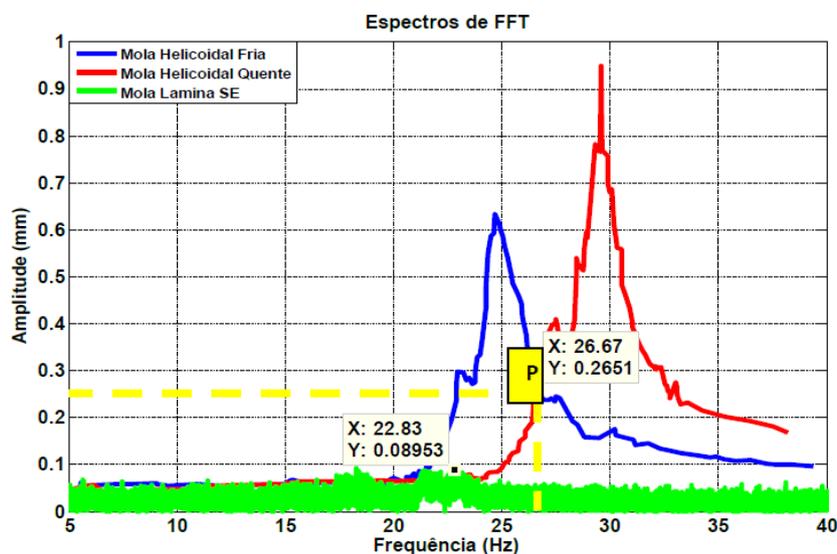
Figura 31 – Lâminas de Senko *et al.* (2020)



Fonte: Adaptado de Senko (2018).

Os resultados experimentais são apresentados na Figura 32, onde há uma comparação da lâmina com 1,5 mm de pré-deslocamento, e os resultados de Oliveira *et al.* (2020). Assim, sua eficiência é verificada ao constatar que as amplitudes do sistema com material superelástico foram inferiores ao valor ótimo de trabalho anterior (ponto P). Apesar disso, foram encontradas dificuldades quanto ao processo de conformação da lâmina (*shape setting*), limitando as propriedades do produto. Uma delas é a temperatura de ativação característica da lâmina, que foi superior a ambiente, demonstrando que o potencial de amortecimento histerético pode não ter sido completamente utilizado. Outrossim, por possuir geometrias delgadas, as lâminas possuem limitações quanto à sua tensão máxima permissível.

Figura 32 - Comparação dos resultados de Senko *et al.* (2020) e Oliveira *et al.* (2020)



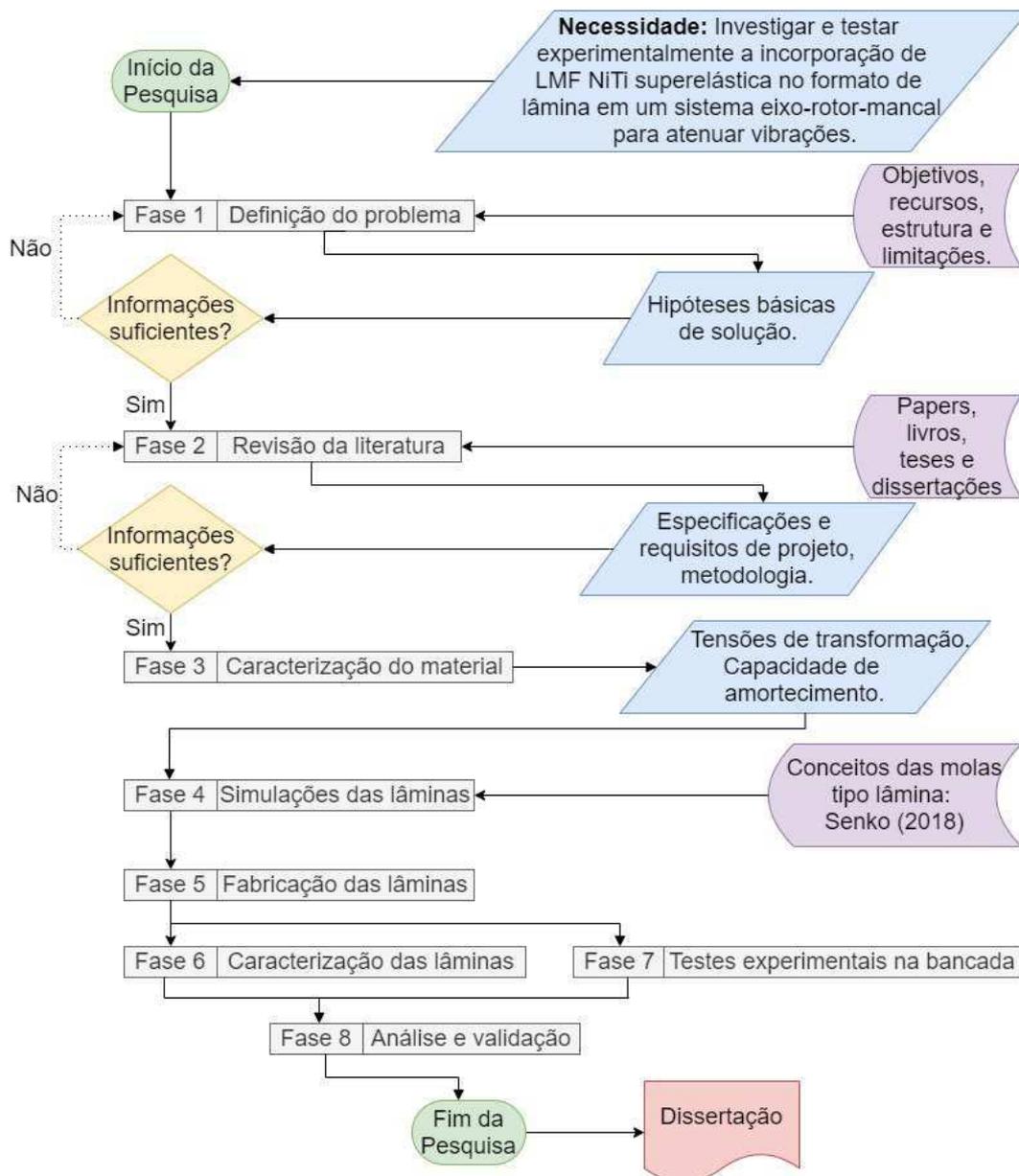
Fonte: Senko (2018).

## 4. MATERIAIS E MÉTODOS

### 4.1 Metodologia

Na Figura 33 são descritas as principais fases das atividades da pesquisa proposta.

Figura 33 – Fluxograma da pesquisa

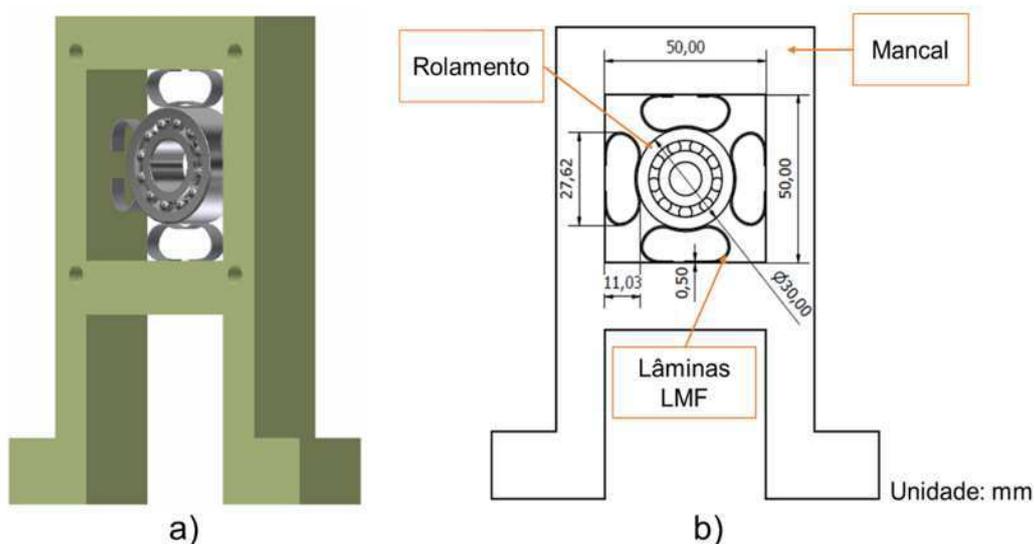


Fonte: elaborado pelo autor.

## 4.2 Definição do problema

Esta etapa definiu as delimitações do estudo, de acordo com os recursos disponíveis, estabelecendo a hipótese básica baseada na incorporação de lâminas LMF no formato C (Figura 31(b)) no mancal de um sistema eixo-rotor, Figura 34.

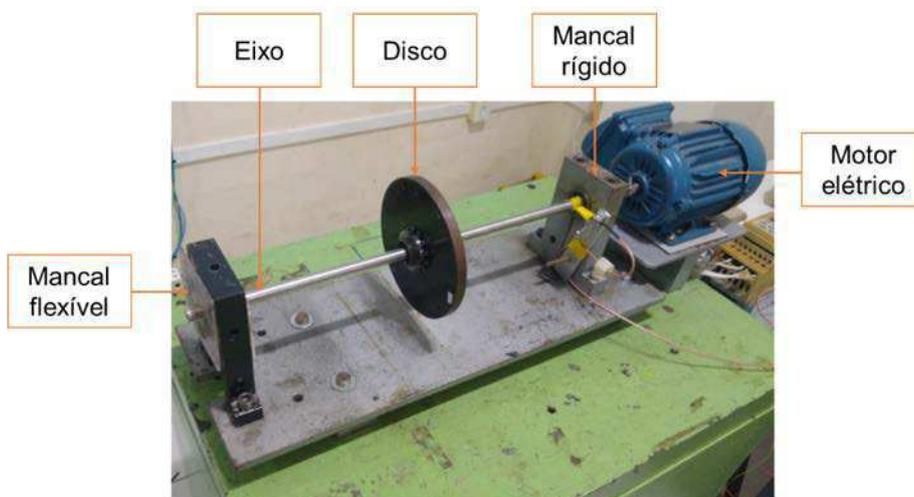
Figura 34 – Mancal flexível com lâminas LMF SE. a) Representação; b) Desenho técnico



Fonte: Elaborado pelo autor.

Foi estabelecido que esse suporte seria incorporado num dos mancais da bancada experimental (Figura 35), cujos parâmetros mais importantes estão listados na Tabela 1, tendo sido disponibilizada pelo LVI/UAEM/UFCG.

Figura 35 – Bancada disponível no LVI/UAEM/UFCG



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 1 – Características da bancada do LVI/UAEM/UFCG

	<b>Eixo</b>	<b>Disco</b>	<b>Mancais</b>
<b>Massas (kg)</b>	0,4816	1,4335	2,0960
<b>Diâmetro interno (mm)</b>	—	26	37
<b>Diâmetro externo (mm)</b>	12,5	150,0	—
<b>Comprimento (mm)</b>	414	—	79
<b>Largura (mm)</b>	—	11	25
<b>Excentricidade (mm)</b>	—	65	—

Fonte: Senko (2018).

Esse sistema eixo-rotor é acionado por um motor elétrico trifásico Weg® W22 Plus de 0,5 cv acoplado a um inversor de frequência (Weg®  $\mu$ line), podendo atingir uma rotação máxima de 60 Hz.

### 4.3 Revisão da literatura

Na revisão da literatura foram estabelecidos os conceitos e analisadas as tendências atuais das LMF's e dos sistemas rotativos, essencial para a definição das especificações e requisitos da pesquisa.

#### 4.3.1 Especificações de projeto

- Escolha das LMF's superelásticas para incorporação no sistema rotativo — A partir dos resultados pesquisados no estado da arte, observando-se a eficácia das LMF's para essa função, escolheu-se as ligas superelásticas. Esse material promove maior facilidade para implementação de controle passivo, e capacidade de armazenar grandes quantidades de energia em volumes relativamente pequenos;

- Escolha pela LMF no formato de lâmina — o formato de lâmina é mais simples de ser conformado e implementado no mancal, em comparação com as molas helicoidais. Também há a motivação pela continuidade do estudo de Senko *et al.* (2020), com o objetivo de testar a repetibilidade de seu método com uma geometria de raios menores. Assume-se que as lâminas trabalharão com um número de ciclos menor que o necessário para alcançar a fadiga funcional ou estrutural.

- Restrição do estudo à primeira frequência natural do sistema — ocorre devido à limitação de potência do motor disponível no LVI. Essa

característica não compromete o estudo, visto que as maiores amplitudes de vibração ocorrem nos modos de frequência mais baixo, onde ocorre o *start up*.

### 4.3.2 Requisitos de projeto

- Temperatura de transformação  $A_f$  da lâmina menor que a temperatura ambiente local ( $\cong 22\text{ }^\circ\text{C}$ ) — requisito necessário para que a ativação do efeito superelástico ocorra à temperatura ambiente.
- Tensão de trabalho menor que a tensão limite do material — requisito necessário para evitar fratura da lâmina em operação.
- Fator de perda e rigidez secante compatíveis com o formato M — requisito necessário para validar as ordens dos parâmetros na lâmina do formato C. Esses parâmetros devem ser analisado de maneira conservadora, pois os resultados de Senko (2018) indicaram através de simulações que o formato C possui menor amortecimento, e maior rigidez secante.

## 4.4 Caracterização do material LMF SE

A liga de LMF foi o nitinol, com 55,8% de níquel em peso, adquirida comercialmente em chapa com 0,5 mm de espessura junto à empresa *Sunrise Titanium Technology* (China), que segue as normas da ASTM F2063 (2018).

Antes de confeccionar as lâminas a partir da chapa, é preciso identificar as características intrínsecas ao material, utilizadas para prever o comportamento da LMF. Como a literatura apresenta que as LMF's são muito sensíveis aos tratamentos térmicos (RAO *et al.*, 2015; MEHTA e GUPTA, 2018), a caracterização experimental é ideal para garantir resultados mais precisos.

Os dados necessários são as tensões e temperaturas de transformação de fase, propriedades que se relacionam através da Lei *Clausius Clapeyron*, específica para LMF's. Onde, as temperaturas de transformação aumentam linearmente com a carga, e as tensões de transformação, determinadas através de caracterização mecânica, aumentam linearmente com a temperatura (OTSUKA & WAYMAN, 1999).

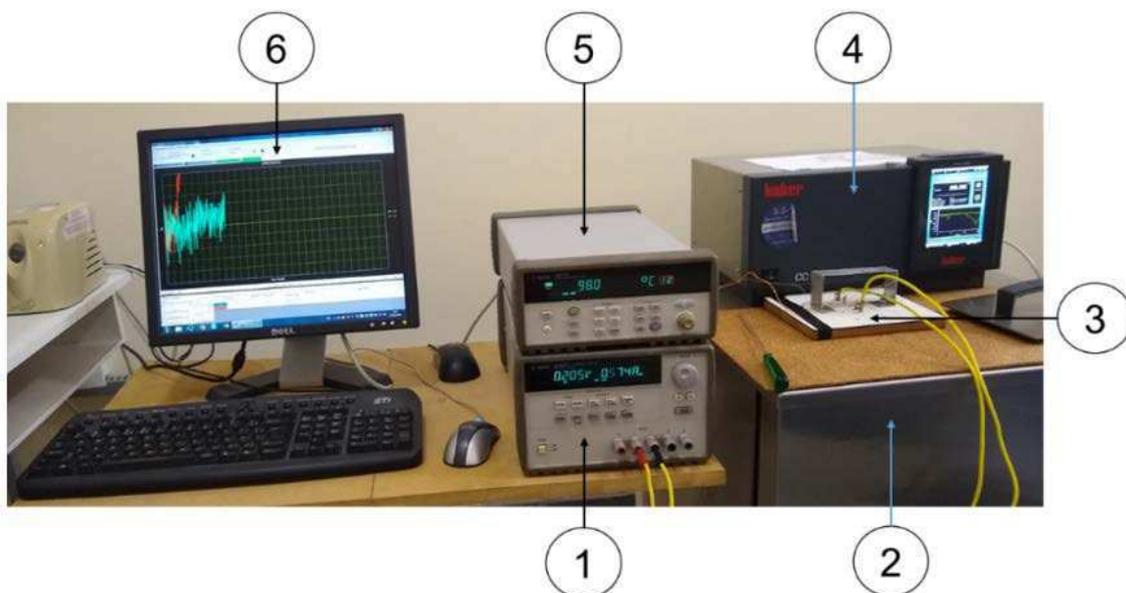
Além desses parâmetros, a caracterização mecânica também é utilizada para conhecer os limites do material, com o objetivo de tentar restringir o trabalho das lâminas a uma condição em que não haja fratura em trabalho.

#### 4.4.1 Caracterização das temperaturas de transformação

Para a identificação das temperaturas de transformação, foi empregada a variação de resistência elétrica em função da temperatura (RET). Esta técnica consiste da variação controlada da temperatura da amostra, com o monitoramento simultâneo da temperatura e da resistência elétrica, tornando possível a obtenção da curva experimental resistência elétrica *versus* temperatura (REIS, 2010).

Para realização do ensaio, ilustrado na Figura 36, é necessário que uma fonte de potência (1) forneça uma diferença de potencial (ddp) com corrente fixa (0,574 A) para a amostra, fixada em uma base (3). A amostra é mantida imersa num banho térmico (2), que tem sua temperatura (T) controlada por meio de um dispositivo (4). Através de um termopar tipo k na amostra, o sistema de aquisição de dados (5) recebe as informações das temperaturas medidas, juntamente com a ddp recebida da fonte, e envia para um computador (6). No computador, a resistência elétrica (R) do material é medida indiretamente através da lei de *Ohm*.

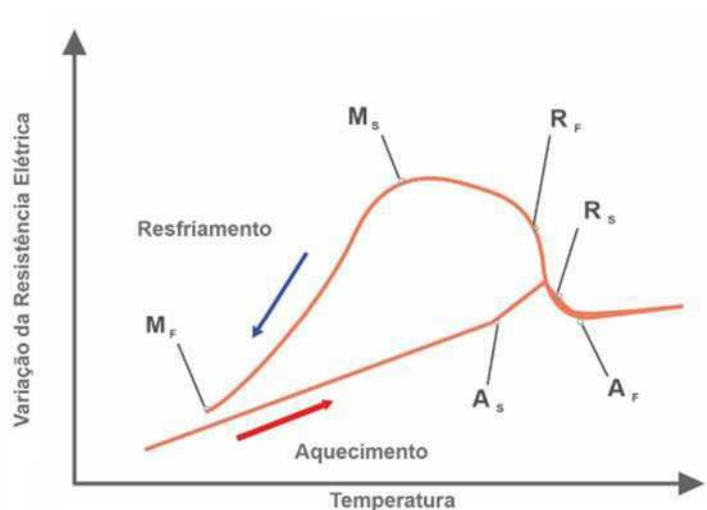
Figura 36 – Ensaio RET — LaMMEA/UFCG



Fonte: Elaborado pelo autor.

O resultado das curvas apresenta inflexões características, possibilitando a determinação das temperaturas de transformação por meio de retas tangentes, como pode ser visto na Figura 37.

Figura 37 – Curva RET característica em LMF NiTi com presença da fase R

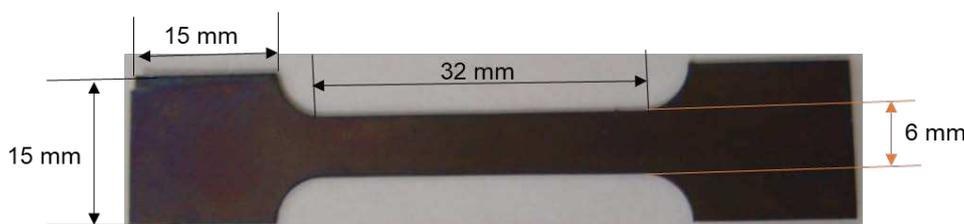


Fonte: Simões (2017).

#### 4.4.2 Caracterização mecânica

Em ligas NiTi, a caracterização mecânica é efetuada seguindo a norma padrão para ensaios de tração de fios, a ASTM F2516.26200 (2014). As lâminas deste trabalho são produzidas através de chapas da liga LMF, por conta disso, o ensaio é adaptado através da amostra da Figura 38, cortada por eletroerosão. Esse corpo de prova foi submetido ao tratamento térmico indicado pelo fabricante (a ser descrito posteriormente), para ativação do efeito superelástico.

Figura 38 – Amostra do ensaio de tração

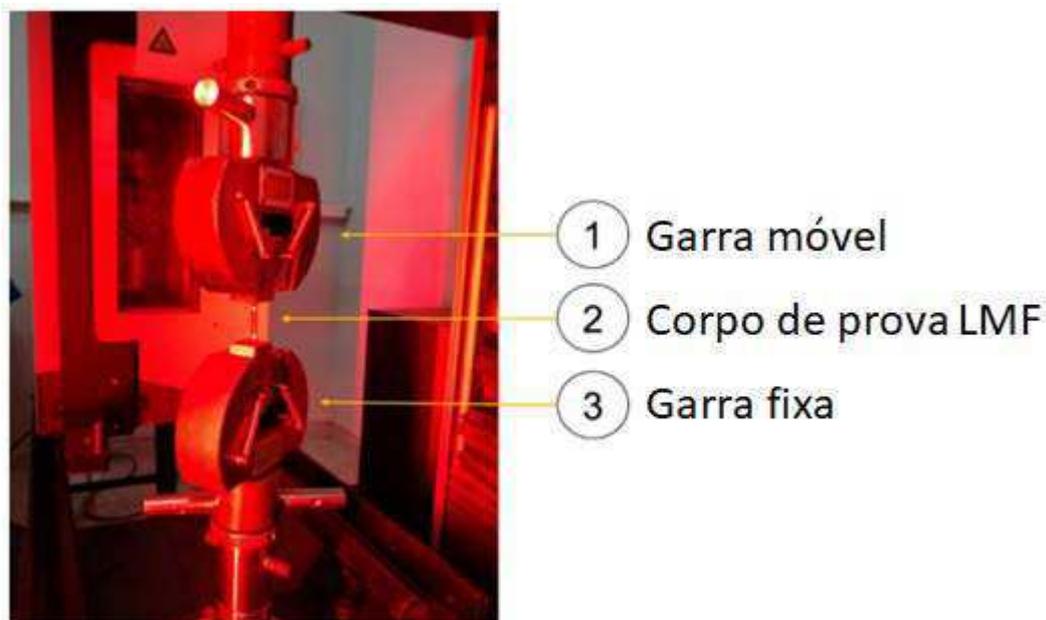


Fonte: Elaborado pelo autor.

O procedimento é realizado com o carregamento até 6% de deformação, seguido do descarregamento até uma tensão menor que 7 MPa, e posterior carregamento até a fratura. Isso é realizado na máquina de ensaio de tração

Instron® 5582 (Figura 39), com vídeo-extensômetro (AVE) à temperatura ambiente ( $\cong 22\text{ }^\circ\text{C}$ ) e taxa de deformação de 0,02 mm/min.

Figura 39 – Ensaio de tração — LaMMEA/UFCG



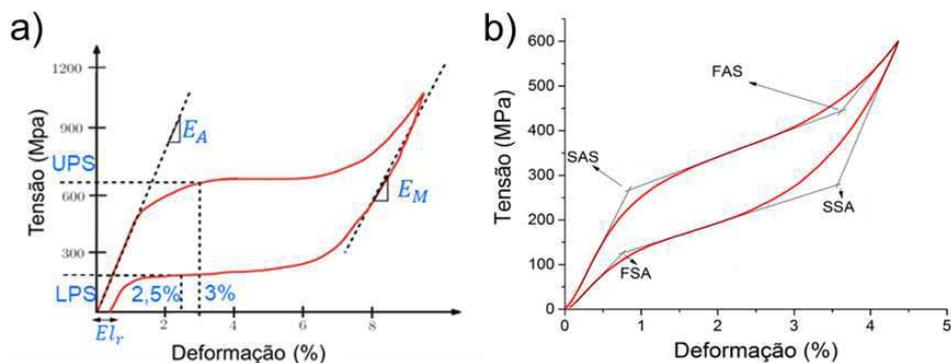
Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados a serem observados, segunda a norma, são:

- Upper plateau strength (UPS): Tensão a 3% de deformação, durante o carregamento da amostra;
- Lower plateau strength (LPS): Tensão a 2,5% de deformação, durante o descarregamento da amostra;
- Residual Elongation ( $EL_r$ ): Diferença entre a deformação no estágio inicial e a deformação no momento em que o ensaio atinge 7 MPa durante o descarregamento.
- Uniform Elongation: Elongação determinada na máxima força que é sustentada pela amostra antes de esticar, trincar ou ambas.

Também são obtidos os módulos de elasticidade austenítico ( $E_A$ ) e martensítico ( $E_M$ ), e as tensões de transformação, Figura 40. As tensões de transformação são: SAS — tensão de início de transformação em martensita; FAZ — tensão de fim da transformação em martensita; SSA — tensão de início de transformação em austenita; FSA — tensão de fim de transformação em austenita.

Figura 40 – a) Parâmetros do ensaio de tração; b) Tensões de transformação



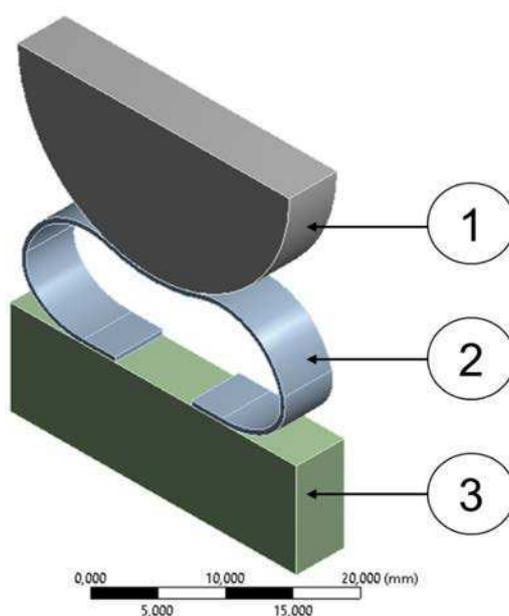
Fonte: a) Adaptado de Rao *et al.* (2015); b) Adaptado de Novais e Silva (2019).

## 4.5 Simulações das lâminas

A simulação das lâminas foi realizada com os *softwares Autodesk Inventor®* (CAD) e *Ansys Workbench®*, para obter as curvas força *versus* deslocamento, porcentagem de transformação e esforços sobre o dispositivo.

No *Ansys Workbench®*, a lâmina no formato C (2) foi restringida em sua base por uma estrutura rígida de aço estrutural (3), que simula o mancal da bancada do sistema rotativo. Já a zona superior da lâmina faz contato com uma geometria que simula o rolamento do mancal (1), é essa peça que realiza o deslocamento para que a lâmina seja excitada, Figura 41.

Figura 41 – Setup da simulação no *software Ansys Workbench®*

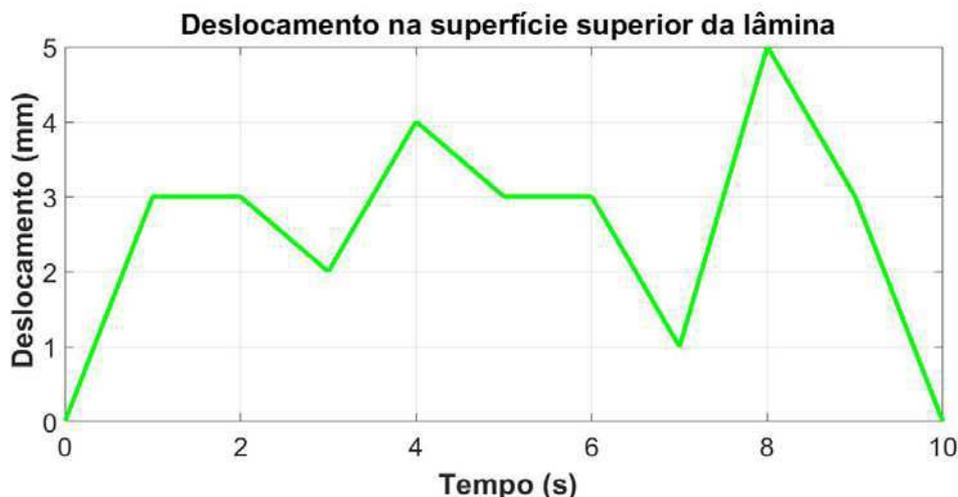


Fonte: Elaborado pelo autor.

Primeiramente foram simuladas seis condições de deslocamentos máximos: 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0 mm. Em todas as simulações há um carregamento linear num período de 1 segundo até o deslocamento máximo, seguido de um descarregamento também linear de 1 segundo até o estado livre de tensão. No entanto, a variável tempo não influencia na análise devido às características do material permanecerem inalteradas no processo.

Outra simulação realizada foi a aplicação de deslocamento variável, que consiste de um patamar de 3 mm com variações de 2 mm e 4 mm de pico a pico, Figura 42. Este deslocamento também foi realizado em Senko (2018), e é realizado para verificar com mais detalhes a influência dos deslocamentos sobre as tensões na lâmina.

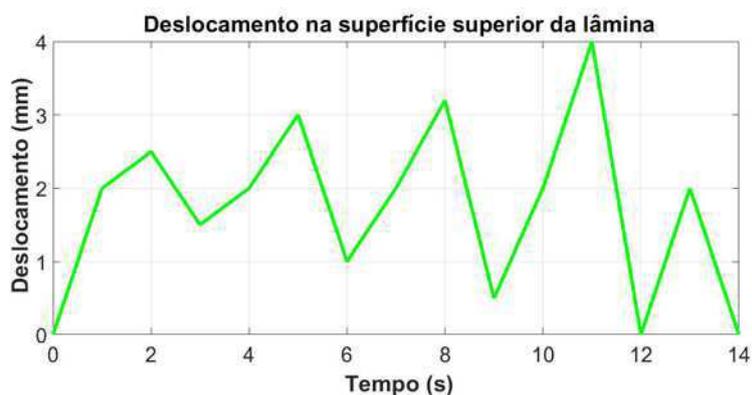
Figura 42 – Curva de excitação de deslocamento variável nas simulações das lâminas



Fonte: Elaborado pelo autor.

A verificação das tensões da simulação acima levará a uma limitação do range de atuação da lâmina entre 2 e 4 mm, como será visto nos resultados. Assim, a verificação do fator de perda e rigidez secante deve ser feito nessa faixa, e em razão disso é realizada outra simulação fixando o pré-deslocamento em 2 mm com variações no aumento da amplitude em 0,5 mm, Figura 43. O fator de amortecimento dessa simulação é comparado com o Sistema de Estimativa de Amortecimento Material (SEAM), descrito na seção 4.7.1.

Figura 43 – Curva de excitação para verificação de parâmetros modais



Fonte: Elaborado pelo autor.

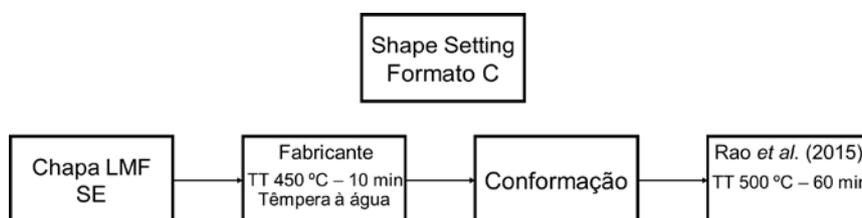
## 4.6 Confeção das lâminas

### 4.6.1 Shape setting

O shape setting é um procedimento aplicado para modelar os materiais em formatos específicos através da conformação. Como este processo pode modificar diversas características microestruturais do componente, deve-se analisar todas as variáveis que são pertinentes ao processo, por exemplo: molde (ELAHINIA *et al.*, 2012), tratamentos térmicos (LIU *et al.*, 2008) e atmosfera do forno (SMITH e HODGSON, 2004).

O processo aplicado é iniciado com a ativação do efeito superelástico através de tratamento térmico sugerido pelo fabricante da chapa, seguido de conformação e os procedimentos indicados por Rao *et al.* (2015), Figura 44.

Figura 44 - Fluxograma dos processos de fabricação das lâminas



Fonte: Elaborado pelo autor.

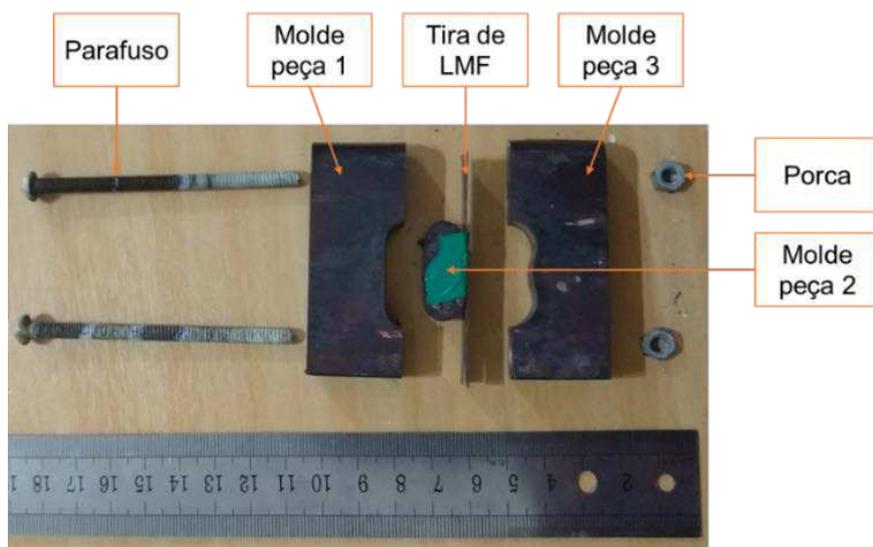
Destaca-se que a taxa de deformação no processo não foi considerada devido a limitações laboratoriais, que não permitem o controle dessa variável na geometria mais complexa da lâmina.

#### 4.6.2 Conformação das lâminas

Para a fabricação do formato C, inicialmente as lâminas foram obtidas através de corte por eletroerosão em formato de tiras nas dimensões de 5,0 x 62,0 x 0,5 mm. Com estas amostras é realizado o tratamento térmico (TT) indicado pelo fabricante da chapa para ativação do efeito superelástico.

Então, a conformação é realizada com um molde de aço ao carbono de alta resistência, composto de três peças unidas por parafusos, Figura 45:

Figura 45 – Esquema de conformação para obtenção das lâminas



Fonte: Elaborado pelo autor

Esse conjunto possui elevado ponto de fusão e resistência mecânica, de modo que podem ser submetidos por diversas vezes aos tratamentos térmicos citados anteriormente. Para os tratamentos utilizou-se o forno EDG® 3000 modelo Mufla Series – FC, com capacidade máxima de 1250 °C, Figura 46.

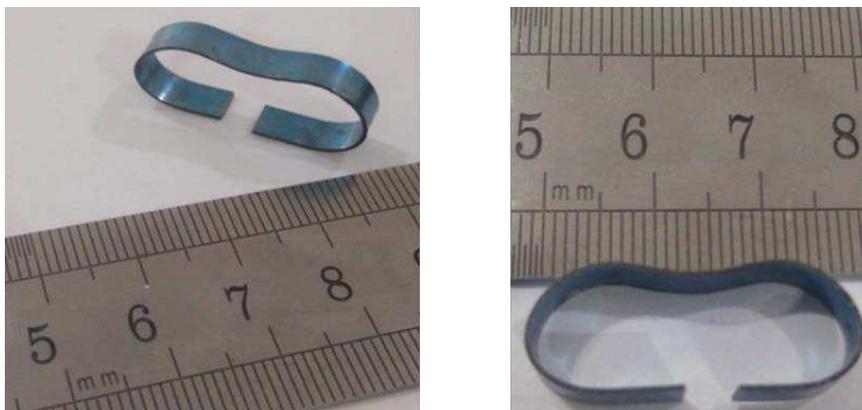
Figura 46 – Forno EDG 3000



Fonte: Adaptado de Senko (2018).

Após o *shape setting*, obteve-se formato final da lâmina apresentado na Figura 47.

Figura 47 – Lâmina fabricada



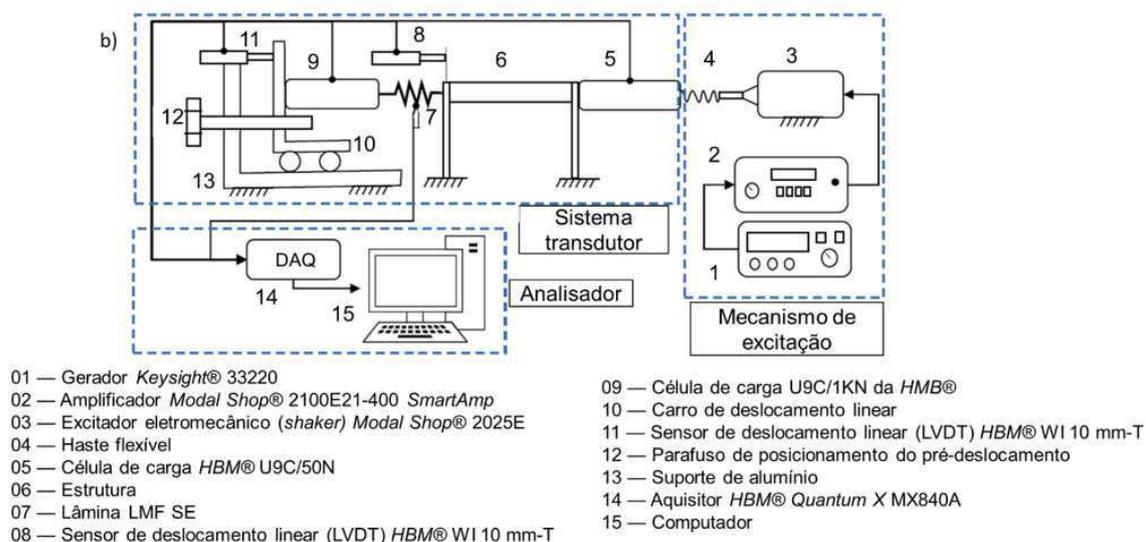
Fonte: Elaborado pelo autor

## 4.7 Caracterização das lâminas

### 4.7.1 Determinação do fator de amortecimento material

A caracterização do amortecimento material é realizado com o Sistema para Estimativa de Amortecimento Material (SEAM), Figura 48, proposto por Reis *et al.* (2019), o qual faz uma análise modal experimental de um GDL para determinar o fator de perda e rigidez da lâmina.

Figura 48 – *Setup* do SEAM. a) Visão geral; b) Esquema



Fonte: Adaptado de Reis *et al.* (2019).

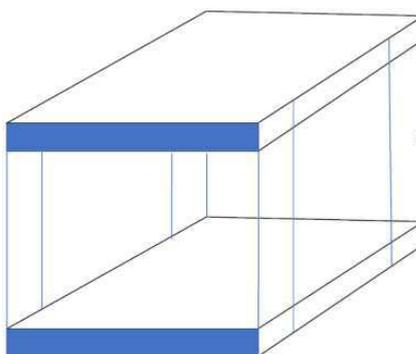
Procedimentos:

1. a lâmina (7) é fixada na estrutura (6);
2. o carro (10) é movido pelo parafuso (12) até que a célula de carga (9) toque na lâmina (7). Essa posição é configurada como origem do LVDT (11);
3. os valores das células de carga (5, 9) são zerados;
4. o parafuso (12) é deslocado até que o LVDT (11) atinja 2 mm, que é o valor de pré-deslocamento no ensaio;
5. a haste flexível (4) é acoplada por compressão na estrutura (6), de modo que a célula de carga (5) atinja 4 N.
6. O gerador (1) promove um sinal harmônico senoidal com variação linear de 1 a 50 Hz em 300 s, que é amplificado (2) e enviado para o *shaker* (3).
7. Os resultados da célula de carga (5) e LVDT (8) são adquiridos no *software Catman Data Acquisition (DAQ)*, com uma taxa de 2400 Hz.
8. O processo é repetido por quatro vezes, para garantir a repetibilidade do ensaio e gerar a média das curvas.

Como a célula de carga (5) possui a entrada em força ( $F(t)$ ), e o LVDT (8) a saída em deslocamento, obtém-se como resultado as FRF's de receptância e os diagramas de Nyquist, usados nos cálculos dos parâmetros modais do sistema.

A estimativa da rigidez e do fator de amortecimento da lâmina é realizado com a subtração do valor medido e da condição de referência, representada pela estrutura (6) sem a lâmina. Essa estrutura, Figura 49, de massa 1,451 Kg é composta por duas placas AISI 1020 100 x 200 x 10 mm, sustentada por quatro colunas AISI 309 29 x 110 x 1 mm. Com a geometria e o módulo de elasticidade  $E = 200 \text{ GPa}$ , tem-se a rigidez teórica de  $K = 20041 \text{ N/m}$ .

Figura 49 – Estrutura base do SEAM



Fonte: Adaptado de Reis *et al.* (2019).

Assim, a calibração de todo esse aparato é realizada com a comparação da rigidez teórica com o ensaio na condição de referência, na qual o valor experimental de rigidez é obtido na Equação (8) e na Equação (9).

$$K_S = \frac{1}{10 \text{amplitude de fem } 0\text{Hz}} \quad (8)$$

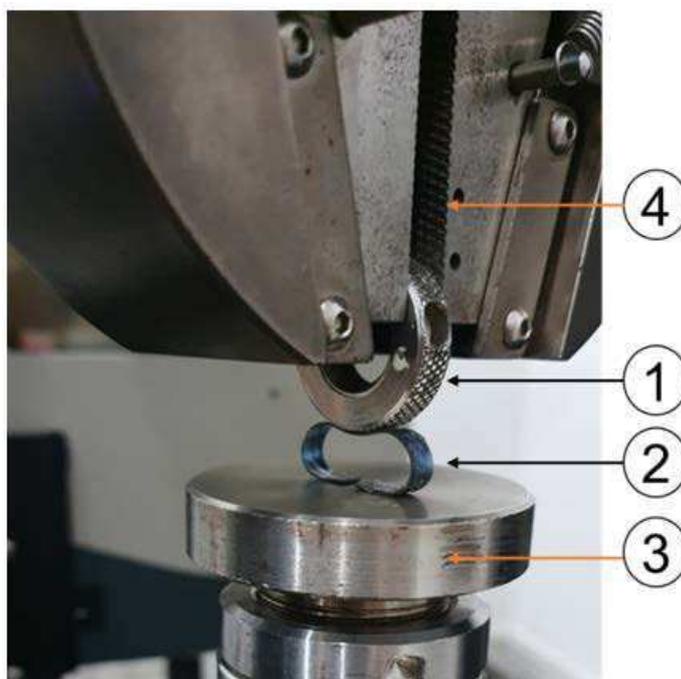
$$K_R = \omega_n^2 * m \quad (9)$$

Onde:  $f$  é a frequência natural (Hz) e  $\omega_n$  é a frequência natural (rad/s), numericamente equivalente a  $2\pi f$ .

#### 4.7.2 Determinação de histerese mecânica

Este ensaio deve ser realizado para determinar a curva de força *versus* deslocamento do conjunto de lâminas no mancal, também utilizando a *Instron®* 5582, Figura 50. O setup experimental é semelhante ao que se viu na simulação (ver Figura 41), onde uma base rígida (3) fornece o apoio para a lâmina (2), que por sua vez sofre deslocamento na sua superfície superior por uma geometria circular semelhante ao rolamento do mancal (1). O movimento é fornecido pela garra (4) que prende a peça 1, realizando o deslocamento de 3,0 mm a uma taxa de 0,02 mm/min.

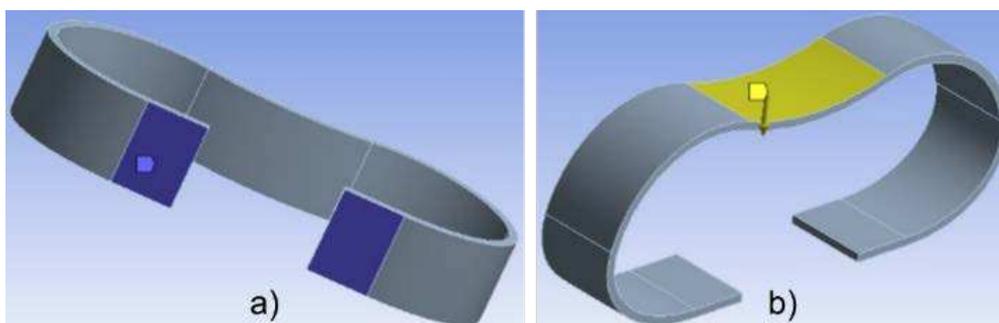
Figura 50 – Setup de ensaio para determinação da histerese mecânica



Fonte: Elaborado pelo autor

Com a histerese mecânica calcula-se a rigidez secante (ver Figura 15) e o fator de amortecimento pela Equação (7), que são comparados com as simulações do presente trabalho e as de Senko *et al.* (2020). Essa comparação é realizada para verificar qual metodologia de simulação é mais próxima da realidade, visto que Senko *et al.* (2020) utilizou *frictionless support* (suporte sem atrito) na base da lâmina, e fez o deslocamento diretamente na superfície superior da lâmina, Figura 51.

Figura 51 – Representação da metodologia de simulação de Senko *et al.* (2020). a) Restrição da base: *frictionless support*. b) Deslocamento



Fonte: Elaborado pelo autor.

Destaca-se que as propriedades mecânicas dos materiais da lâmina LMF são diferentes nas duas simulações, enquanto que Senko *et al.* (2020) utilizou parâmetros de materiais reportados na literatura, aqui foram utilizados dados calculados a partir do ensaio de tração.

#### 4.8 Testes experimentais na bancada

Após os testes preliminares, o conjunto de lâminas é inserido no mancal flexível para medições na bancada da Figura 35 (ver Figura 52), onde é realizado um *sweep* da frequência em aceleração no espectro de 0 a 60 Hz em 500 segundos, com taxa de aquisição de 1000 Hz.

Figura 52 – Mancal com lâminas



Fonte: Elaborado pelo autor.

Esses ensaios são realizados com pré-deslocamentos nas lâminas, inseridos com buchas de nylon nos rolamentos, que permitem o aumento da pressão de contato com a mola, Figura 53. Entretanto, por questões que serão detalhadas nos resultados, o sistema rotativo suportou apenas a condição com 1 mm de pré-deslocamento.

Figura 53 – Buchas nos rolamentos



Fonte: Elaborado pelo autor.

A instrumentação da bancada conta com sensores de proximidade *SKF*® CMSS 665, com faixa linear de 0 a 2 mm de distância da superfície magnética, sensibilidade de 7,87 mV/ $\mu\text{m}$ , e posicionados nas direções vertical e horizontal do eixo próximo ao disco, onde há as maiores amplitudes, Figura 54(a). Também é posicionado um destes sensores junto ao mancal rígido, contendo degraus metálicos no eixo montados de tal forma que o sensor de proximidade pode ser utilizado como tacômetro, medindo a velocidade angular do eixo do sistema, Figura 54(b).

Figura 54 – Sensores de proximidade. a) Sensores próximos ao disco; b) Sensor próximo ao mancal rígido



a)

b)

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados das medidas de deslocamentos são tratados em um computador através do *software LabView*®, que recebe os dados de uma placa de comunicação de dados *Nacional Instruments*® USB 6210, ligada aos condicionadores de sinais *SKF*® CMSS665. Na Figura 55 encontra-se o setup completo da montagem:

Figura 55 – Setup de montagem experimental



Fonte: Elaborado pelo autor.

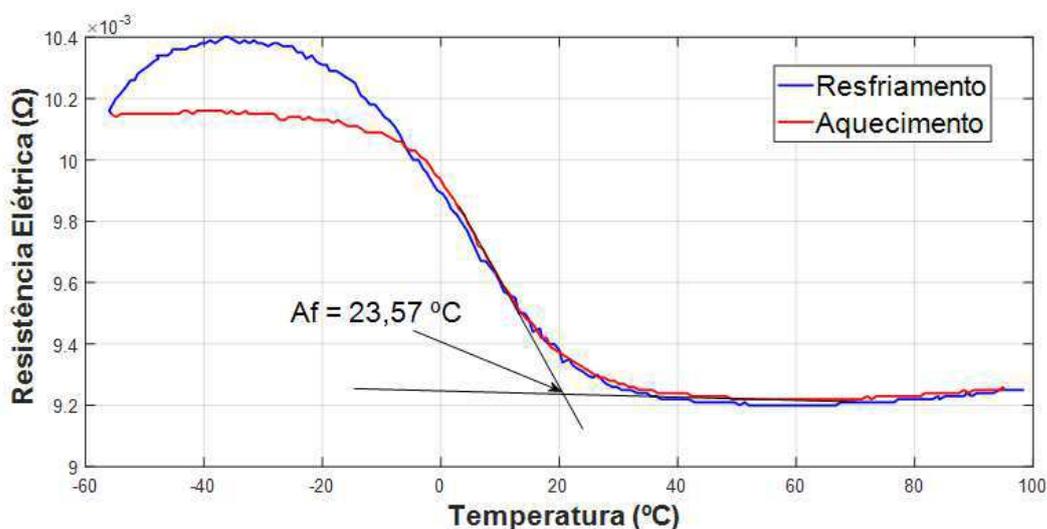
## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 Caracterização do material das lâminas LMF

#### 5.1.1 Caracterização das temperaturas de transformação

A Figura 56 apresenta a curva de resistência elétrica *versus* temperatura, obtida no ensaio RET de uma amostra do material utilizado, a qual foi tratada termicamente com o método do fabricante para ativação do efeito superelástico.

Figura 56 – RET da chapa tratada com o método do fabricante

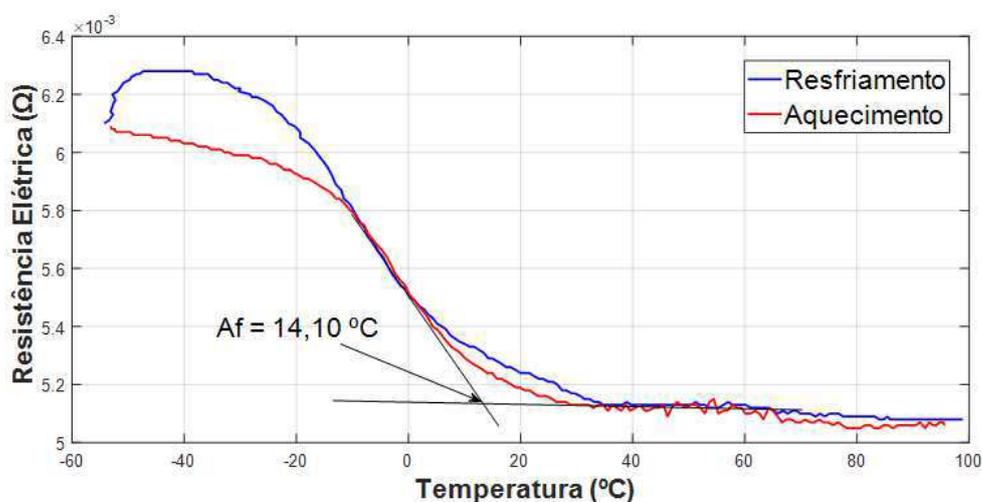


Fonte: Elaborado pelo autor.

Este gráfico possui um aspecto visual diferente da Figura 37, por conta da limitação na redução de temperatura do banho térmico a  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , apesar disso, a temperatura de  $A_f$  pôde ser determinada com boa concordância. Nesta condição o seu valor foi de  $23,57\text{ }^{\circ}\text{C}$ , um pouco acima da temperatura ambiente local ( $\cong 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), com a possibilidade do material não estar completamente austenítico para ser utilizado com o efeito superelástico.

Havia-se o receio do tratamento de *shape setting* elevar essa temperatura, trazendo a necessidade de aquecimento das lâminas no sistema eixo-rotor. No entanto, verificou-se que isso não ocorreu, com a temperatura de  $A_f$  reduzindo para  $14,10\text{ }^{\circ}\text{C}$  após o seu processo de fabricação, Figura 57.

Figura 57 – RET da lâmina após fabricada

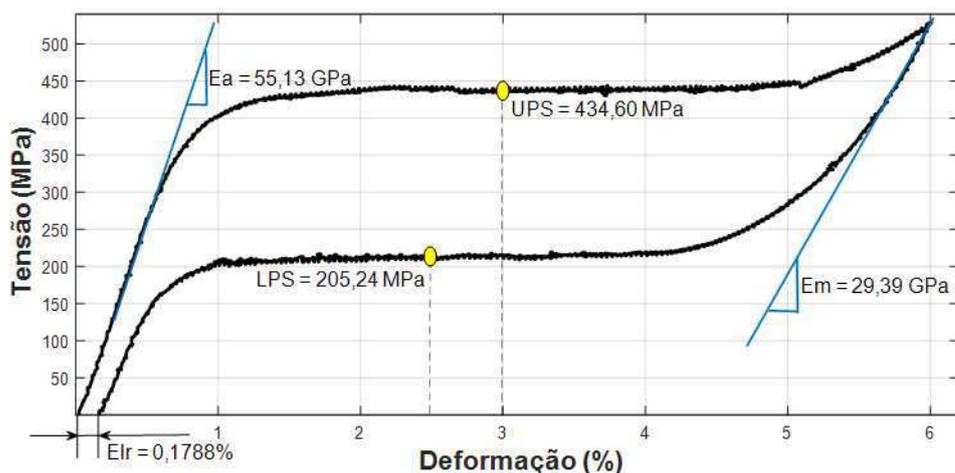


Fonte: Elaborado pelo autor.

### 5.1.2 Caracterização mecânica da chapa LMF NiTi

O resultado do ensaio de tração é apresentado na Figura 58, contendo a curva de tensão *versus* deformação e a indicação dos parâmetros da norma ASTM F2516.26200 (2014).

Figura 58 – Curva *tensão versus* deformação do ensaio de tração



Fonte: Elaborado pelo autor.

O módulo de *Young* austenítico maior que o martensítico foi esperado, pois como previamente reportado, a rigidez da fase austenita é cerca de quatro vezes maior que a da martensita. Esses resultados foram relativamente altos, substancialmente maiores que os dos ensaios de tração nos fios superelásticos

de Alves (2018) e Braga *et al.* (2020), por exemplo. Isso indica alta rigidez, tornando o material mais suscetível a ruptura em baixos níveis de carga, assim como ocorreu no ensaio<sup>1</sup>, no ponto de 6,28% de deformação e 638,22 MPa de tensão. Numericamente bem inferior à estimativa de falha na lâmina considerada por Senko *et al.* (2020), em torno de 1200 MPa.

A alongação residual de 0,18% da chapa foi relativamente baixa, representando um bom resultado, pois indica que a estabilização do comportamento superelástico é alcançado em poucos ciclos. Já a diferença entre as tensões de patamares (UPS e LPS) representam em torno de 50% do valor de UPS, simbolizando que a área de histerese é alta, possuindo alto potencial de amortecimento.

Para mais, o ensaio de tração também possibilitou a aquisição das tensões de transformação, Tabela 2.

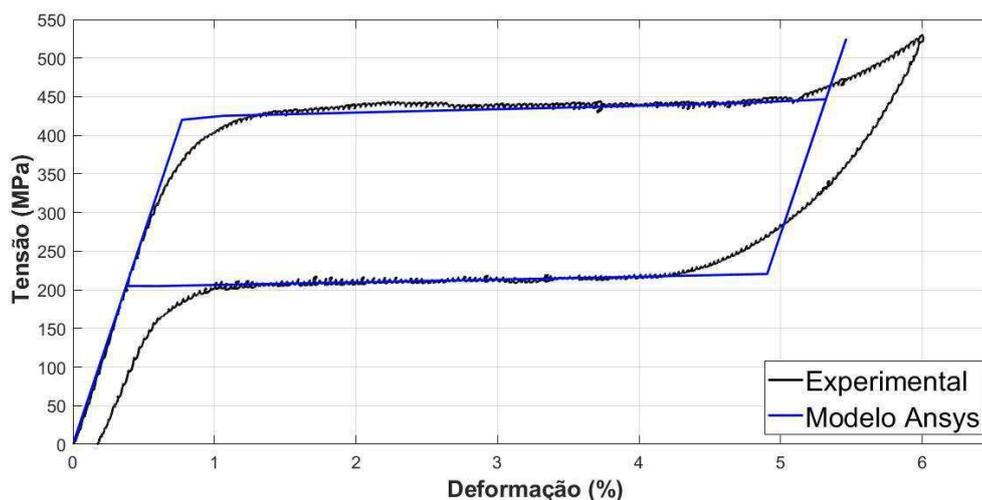
Tabela 2 – Tensões de transformação da chapa LMF NiTi SE

SAS (MPa)	FAS (MPa)	SSA (MPa)	FSA (MPa)
424,05	444,19	220,09	203,79

Fonte: Elaborado pelo autor.

Esses resultados foram utilizados para obter o modelo de material aplicado nas simulações das lâminas, Figura 59.

Figura 59 – Ensaio de tração: Experimental x Modelo para o Ansys®



Fonte: Elaborado pelo autor.

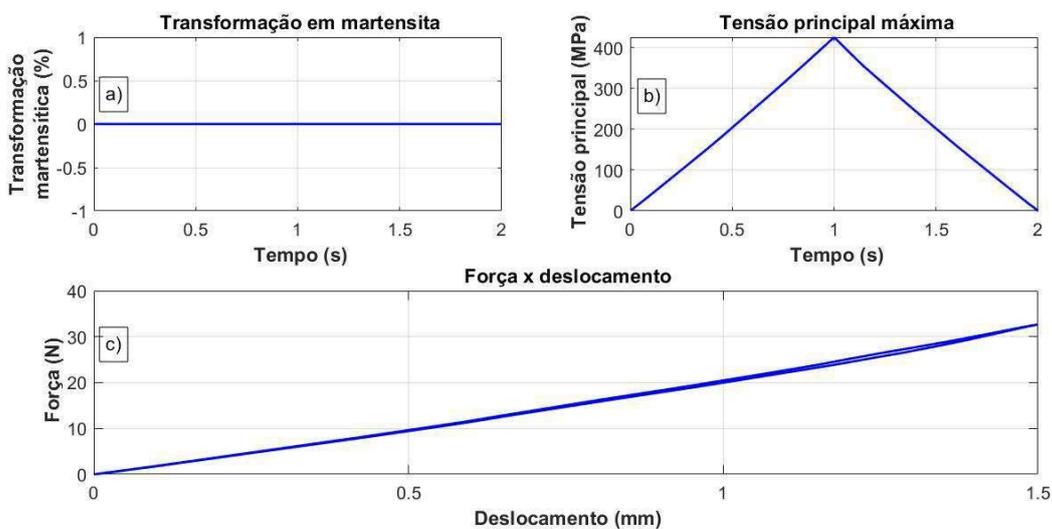
<sup>1</sup> A curva do carregamento até a ruptura foi omitida para facilitar a visualização do leitor na Figura 52, Apêndice A.

## 5.2 Simulações das lâminas no Ansys®

### 5.2.1 Simulações a diferentes excitações de deslocamento

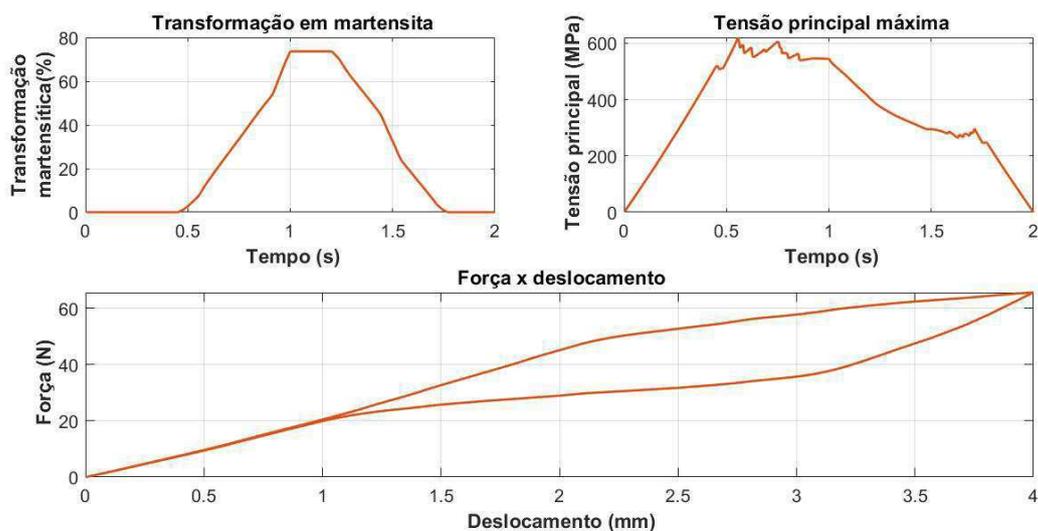
As Figura 60 e 61 são representativas das simulações<sup>2</sup> a diferentes valores de deslocamento, enquanto que a Tabela 3 contém as informações obtidas destes dados.

Figura 60 – Resultados da simulação com 1,5 mm de deslocamento



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 61 – Resultados da simulação com 4,0 mm de deslocamento



Fonte: Elaborado pelo autor.

<sup>2</sup> As ilustrações das simulações omitidas estão no Apêndice B.

Tabela 3 – Dados obtidos das simulações das lâminas

<b>Deslocamento</b>	<b>1,5 mm</b>	<b>2,0 mm</b>	<b>2,5 mm</b>	<b>3,0 mm</b>	<b>3,5 mm</b>	<b>4,0 mm</b>
$F_{max}$ (N)	32,67	45,09	52,72	57,74	62,39	65,58
$t_i$ (s)	—	0,91	0,73	0,61	0,52	0,46
$t_{TM_{max}}$ (s)	—	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$TM_{max}$ (%)	0,00	2,78	17,74	33,54	49,31	73,70
$\sigma_{max}$ (MPa)	425,1	534,8	621,7	619,8	621,3	620,5
$R_s$ (N/mm)	21,78	22,54	21,09	19,25	17,82	16,40
$\eta$ (%)	0,00	0,21	0,90	1,57	2,05	2,53

Fonte: Elaborado pelo autor.

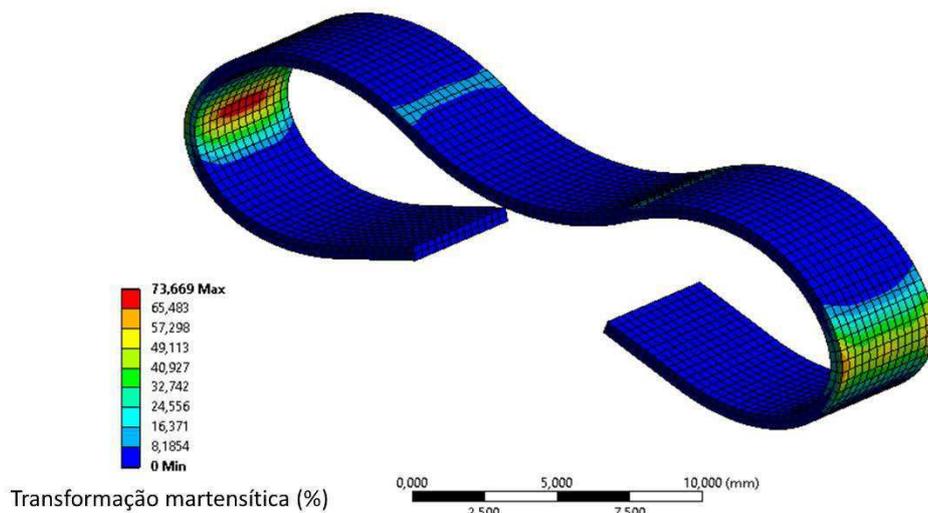
$F_{max}$  é a força máxima na curva força *versus* deslocamento;  $t_i$  é o tempo para iniciar a transformação martensítica;  $t_{TM_{max}}$  é o tempo para atingir a transformação martensítica máxima;  $TM_{max}$  é a máxima porcentagem de transformação martensítica nos locais excitados da lâmina;  $\sigma_{max}$  é a tensão máxima principal;  $R_s$  é a rigidez secante;  $\eta$  é o fator de perda, Equação (7).

Na Figura 60 todas as curvas são lineares, indicando que não houve transformação de fase da austenita para martensita induzida por tensão. Assim, o deslocamento da lâmina deve ser maior que 1,5 mm para haver área de histerese, conseqüentemente, amortecimento estrutural.

A partir de deslocamentos com 2,0 mm as curvas não são lineares (ver exemplo da Figura 61), demonstrando que essas condições foram suficientes para ativar o efeito superelástico, em diferentes níveis. Da Tabela 3 visualiza-se que à medida que a excitação aumenta há um acréscimo na força de reação da lâmina ( $F_{max}$ ) e redução no tempo necessário para início da transformação de fase ( $t_i$ ), contribuindo de forma direta para o aumento da quantidade de amortecimento estrutural.

Entretanto, o tempo ( $t_{TM_{max}}$ ) para alcançar o máximo potencial de transformação ( $TM_{max}$ ) permaneceu inalterado, alcançando o valor máximo no ponto de maior deslocamento, porque em nenhum dos casos a excitação foi suficiente para estabelecer a transformação completa. Assim, esses resultados são considerados baixos, onde alcançou-se 50% de transformação apenas próximo do limite geométrico da lâmina em 3,5 mm. Os pontos de transformação estão ilustrados na Figura 62, caracterizando-se um padrão de todas as simulações.

Figura 62 – Transformação martensítica na simulação com 3,0 mm de deslocamento

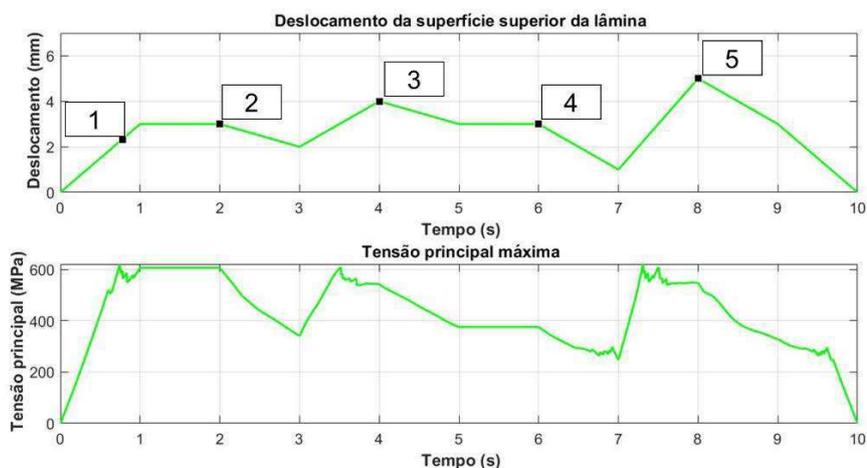


Fonte: Elaborado pelo autor.

Apesar dos locais mais excitados fornecerem o efeito benéfico de transformação de fase para que haja a ocorrência do amortecimento, deve-se atentar para sua influência nas tensões sobre a lâmina. Nesse sentido, os níveis de tensão elevaram-se até atingir uma estabilização devido ao patamar do material próxima de 620 MPa, que é inferior, mas próxima da tensão crítica de ruptura (638,22 MPa), obtida na caracterização mecânica. Dessa forma, a lâmina poderá trabalhar criticamente no sistema eixo-rotor, com o risco de fratura durante o funcionamento.

A verificação das magnitudes das tensões sobre a lâmina foi feita com uma simulação adicional de deslocamento variável, Figura 63.

Figura 63 – Simulação com excitação de deslocamento variável



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 4 – Pontos destacados na Figura 63

	<b>Tempo (s)</b>	<b>Deslocamento (mm)</b>	<b>Tensão (MPa)</b>
<b>Ponto 1</b>	0,74	2,2	619,8
<b>Ponto 2</b>	2,00	3,0	606,0
<b>Ponto 3</b>	4,00	4,0	542,9
<b>Ponto 4</b>	6,00	3,0	375,2
<b>Ponto 5</b>	8,00	5,0	548,5

Fonte: Elaborado pelo autor.

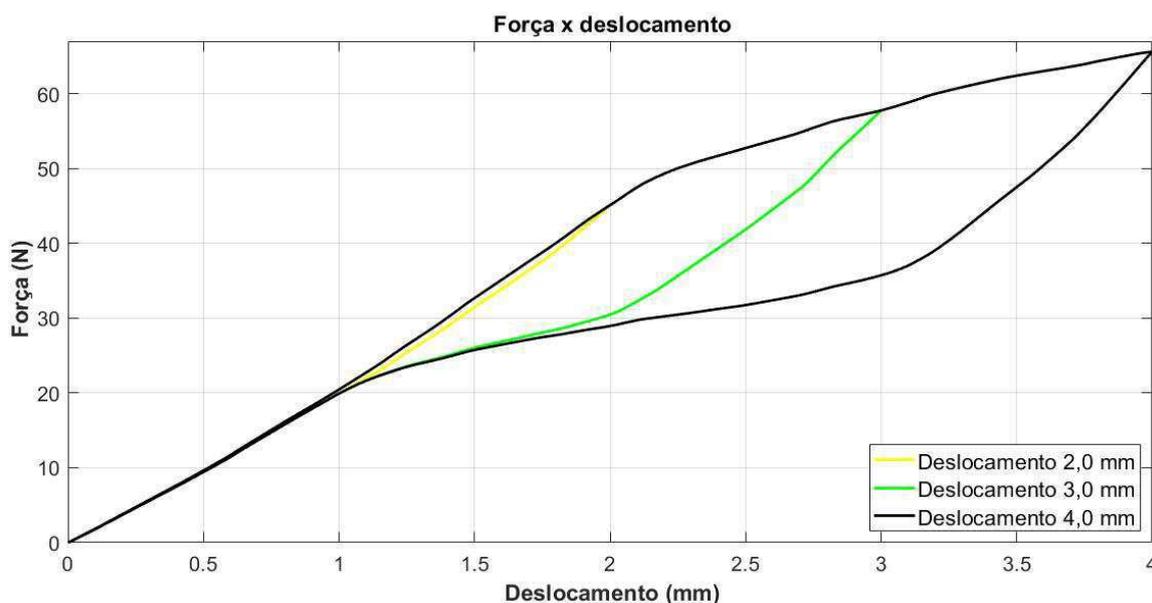
Pode-se visualizar que antes dos deslocamentos máximos de 2,0; 3,0 e 4,0 mm há um pico na tensão seguido de redução e estabilização (ver ponto 1), que estão próximos do valor máximo de 620 MPa encontrado nas simulações anteriores.

Na sequência, observa-se que as tensões nos pontos 3 e 5 são menores que os encontrados no ponto 2, mesmo com valores de deslocamento mais altos. Isso se deve ao efeito da inércia da lâmina, que devido ao movimento tende a aliviar as tensões com a redução da rigidez do sistema (ver a redução de rigidez com o aumento do deslocamento na Tabela 3) . Esse efeito fica mais claro ao se comparar os pontos 2 e 3, onde mesmo estabilizado num mesmo patamar de deslocamento, há uma drástica redução de 38% no valor de tensão.

Deste modo, pode-se deduzir que apesar das tensões das primeiras simulações estarem próximas do valor crítico de ruptura, a lâmina trabalha com cargas mais amenas no sistema eixo-rotor, visto que estas serão submetidas a um grande número de ciclagens. Entretanto, como será visto posteriormente, em decorrência dessa alta ciclagem na frequência de ressonância ( $\cong 40 \text{ Hz}$ ) as falhas ocorreram em algumas situações devido ao efeito da fadiga.

Com relação a quantidade de amortecimento estrutural, verifica-se que sua variação não é linear, havendo um aumento no fator de perda em 61,15% de 3,0 para 4,0 mm. Esse resultado é corroborado pelo aumento na área de histerese mecânica ( $E_D$ ), que é diretamente proporcional a  $\eta$  e está ilustrado na Figura 64.

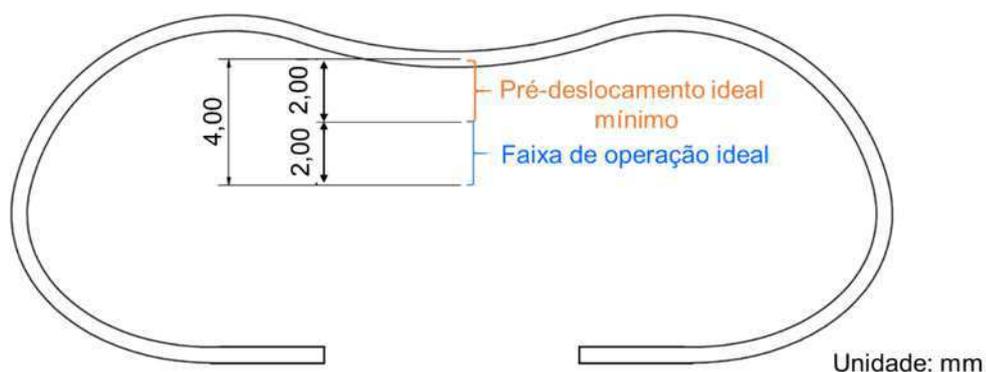
Figura 64 – Áreas de histerese da lâmina com diferentes excitações



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tendo em vista as discussões anteriores, estabelece-se que as lâminas devem operar idealmente com deslocamentos entre 2,0 e 4,0 mm durante os testes no sistema eixo-rotor, conforme ilustrado na Figura 65. Pois, na condição de trabalho abaixo do limite inferior não haverá ativação da lâmina, e acima do limite superior ocorre uma deformação demasiada, comprometendo sua geometria, mas com níveis de tensões admissíveis no material.

Figura 65 – Faixa ideal de excitação da lâmina



Fonte: Elaborado pelo autor.

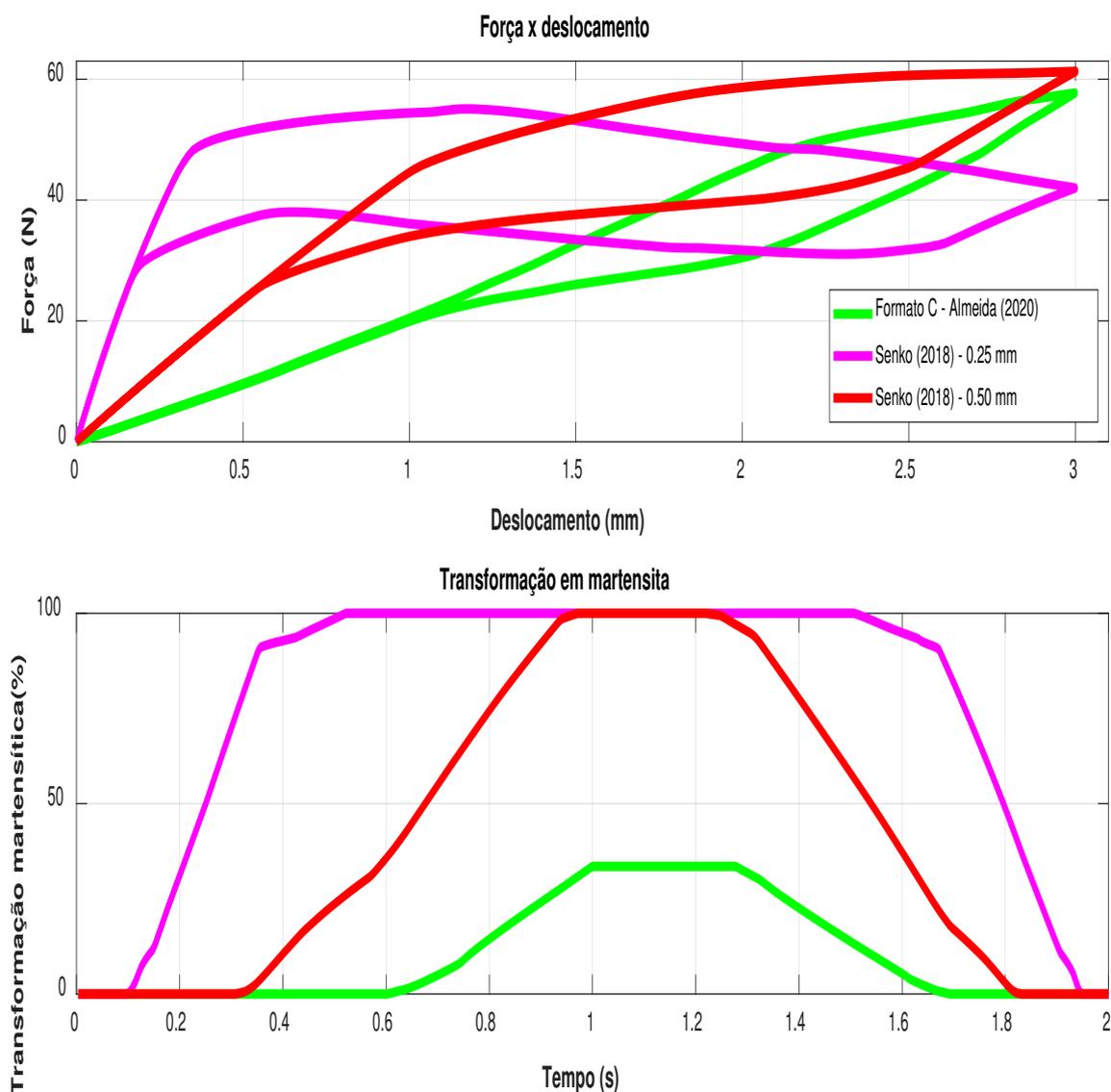
### 5.2.2 Comparação das simulações com o trabalho de referência

O método de engaste na simulação do trabalho de referência de Senko (2018) utilizou o “*frictionless support*” (suporte sem atrito), enquanto que neste

estudo simulou-se o contato da lâmina com objetos de aço estrutural, que é o material do mancal. Essa alteração foi realizada com o objetivo de aproximar a simulação do carregamento real, como será comprovado na comparação com o ensaio experimental.

Esta modificação altera todos os parâmetros analisados na seção anterior, e isso pode ser visto na Figura 66 com a condição de deslocamento de 3,0 mm. Dos gráficos são calculados as propriedades identificadas na Tabela 5.

Figura 66 – Comparação das simulações utilizando 3,0 mm de deslocamento



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 5 – Comparação de simulações com 3,0 mm de deslocamento

Lâmina	Formato C – 0,5 mm	Formato M – 0,25 mm	Formato C – 0,5 mm
	Almeida (2020)	Senko (2018)	Senko (2018)
$F_{max}$ (N)	57,74	55,09	61,29
$t_i$ (s)	0,61	0,10	0,31
$t_{TM_{max}}$ (s)	1,00	0,53	0,98
$TM_{max}$ (%)	33,54	100,00	100,00
$R_s$ (N/mm)	19,25	14,00	20,42
$\eta$ (%)	1,57	5,43	2,65

Fonte: Elaborado pelo autor.

Comparando-se as duas geometrias propostas no trabalho de Senko (2018), percebe-se que o formato M possui características mais vantajosas em quase todos os parâmetros listados, com mais rapidez para iniciar e completar a transformação, e maior fator de amortecimento. Isso se dá devido principalmente a espessura, que promove uma maior flexibilidade ao formato M, visto nos valores de rigidez secante.

Contudo, verifica-se que as forças de reação são consideravelmente mais baixas no caso da lâmina de 0,25 mm, chegando inclusive a haver pontos nos quais a força diminui com o aumento do deslocamento, Figura 66(a). Essa baixa força de reação pode prejudicar o sistema rotativo com movimentos inesperados e indesejados durante as instabilidades do sistema rotativo.

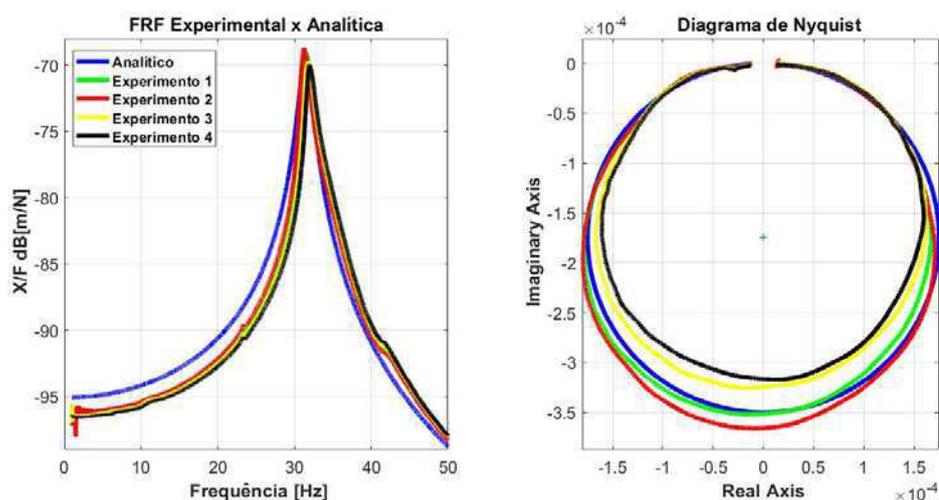
Correlacionando as lâminas de mesma geometria e espessura, mas com condições de contorno distintas, vê-se que o comportamento no modelo de simulação de Senko (2018) é muito mais ajustado, com maior amortecimento, transformação martensítica e agilidade para transformação de fase microestrutural. E, tendo em vista que as simulações do presente trabalho são mais próximas da realidade quanto ao seu laço histerético, estes resultados se caracterizaram um fator complicador para o funcionamento das lâminas de formato C na bancada, ainda que também haja potencial de amortecimento.

## 5.3 Caracterização das lâminas

### 5.3.1 Determinação de fator de amortecimento no sistema SEAM

Antes da realização dos ensaios com as lâminas de LMF no sistema SEAM, foi realizada uma calibração de acordo com resultados reportados por Reis *et al.* (2019), ver Apêndice C. Na Figura 67 estão os gráficos da FRF e do diagrama de Nyquist obtidos nos ensaios SEAM com as lâminas, além destes a curva analítica é calculada a partir do modelo massa-mola de um grau de liberdade com parâmetros obtidos do experimento 1, que é uma posição intermediária entre os ensaios.

Figura 67 – FRF e diagrama de Nyquist do SEAM com as lâminas LMF

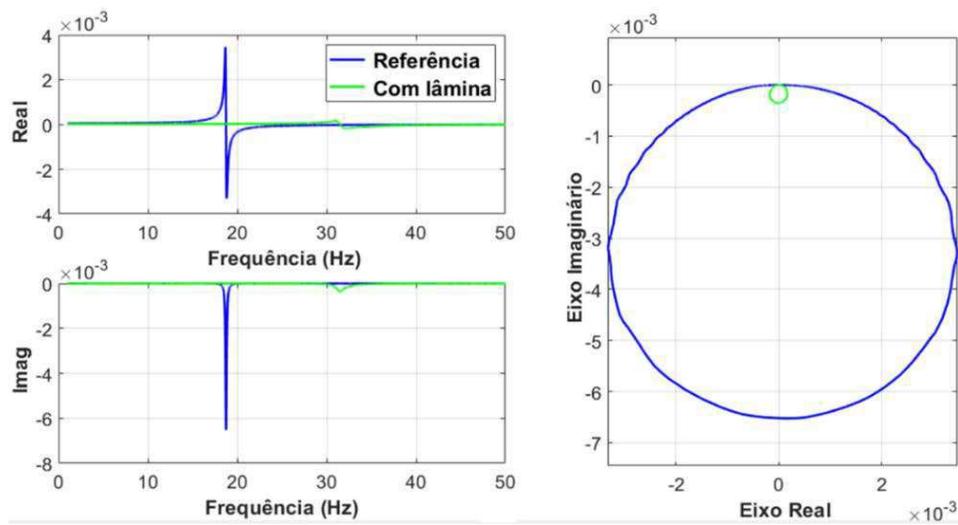


Fonte: Elaborado pelo autor.

Esses resultados estão de acordo com o esperado num estudo de receptância, onde são vistos gráficos com picos definidos nas FRF's, e geometria circular no diagrama de Nyquist, indicando pouca interferência. Entretanto, há algumas pequenas discrepâncias entre os resultados, que ocorrem devido às condições não serem exatamente iguais entre os experimentos (posição da lâmina, possíveis escorregamentos laterais, temperatura).

Para os cálculos dos parâmetros modais da lâmina LMF, é preciso fazer uma comparação entre os ensaios com e sem o dispositivo, Figura 68.

Figura 68 – Exemplo de comparação dos resultados do SEAM com e sem lâminas LMF



Fonte: Elaborado pelo autor.

Há uma drástica redução no círculo de Nyquist do sistema com a lâmina, demonstrando o alto potencial de amortecimento do dispositivo de acordo com a Equação (6). Os dados calculados a partir do diâmetro no círculo de Nyquist ( $D$ ) e da frequência natural do sistema ( $\omega_n$ ) encontram-se na Tabela 6.

Tabela 6 – Resultado SEAM da mola de lâmina LMF

	Referência	Exp. 1	Exp. 2	Exp. 3	Exp. 4
$D$ (mm)	6,61	0,36	0,35	0,33	0,32
$f_n$ (Hz)	18,74	31,25	31,52	31,83	31,93
$\omega_n$ (rad/s)	117,75	196,32	198,04	200,00	200,66
$h_s \left( \frac{N}{mm} \right)^a$	0,15	2,79	2,86	3,04	3,13
$h_L \left( \frac{N}{mm} \right)^b$	—	2,64	2,71	2,89	2,98
$K_R \left( \frac{N}{mm} \right)^c$	20,12	55,92	56,91	57,86	58,42
$K_L \left( \frac{N}{mm} \right)^d$	—	35,80	36,79	37,74	38,30
$\eta$ (%) <sup>e</sup>	0,75	7,38	7,36	7,66	7,78

a —  $h_s = 1/D$

b —  $h_L = h_s$  do experimento —  $h_s$  da referência

c —  $K_R = \omega_n^2 * m$

d —  $K_L = K_R$  do experimento —  $K_R$  da referência

e —  $\eta = \frac{h_s}{K_R} \rightarrow$  referência;  $\eta = \frac{h_L}{K_L} \rightarrow$  experimentais

Fonte: Elaborado pelo autor.

Onde,  $\omega_n$  é a frequência natural do sistema; os sufixos *S* e *L* representam os parâmetros do sistema e da lâmina LMF, respectivamente.

Os resultados de todos os experimentos obtidos do SEAM podem ser resumidos na média aritmética do fator de perda, que é igual a 7,55%. Para validar, é realizada sua comparação na Tabela 7 com o fator de amortecimento histerético obtido na simulação da excitação da Figura 43<sup>3</sup>, que cicla o material em torno do deslocamento de 2,0 mm, assim como no ensaio.

Tabela 7 – Comparação dos fatores de amortecimento histerético

	<b>SEAM</b>	<b>Simulação</b>	<b>Erro (%)</b>
<b><math>\eta</math> (%)</b>	7,55	6,44	14,70

Fonte: Elaborado pelo autor.

O erro relativo da ordem de 15% pode ainda ser considerado aceitável (dadas as possíveis fontes de erros na fixação e engaste das lâminas no suporte), indicando razoável concordância entre a metodologia teórica e a experimental. Essa diferença ocorre pelas mesmas razões que contribuem para as discrepâncias entre os ensaios na Figura 67.

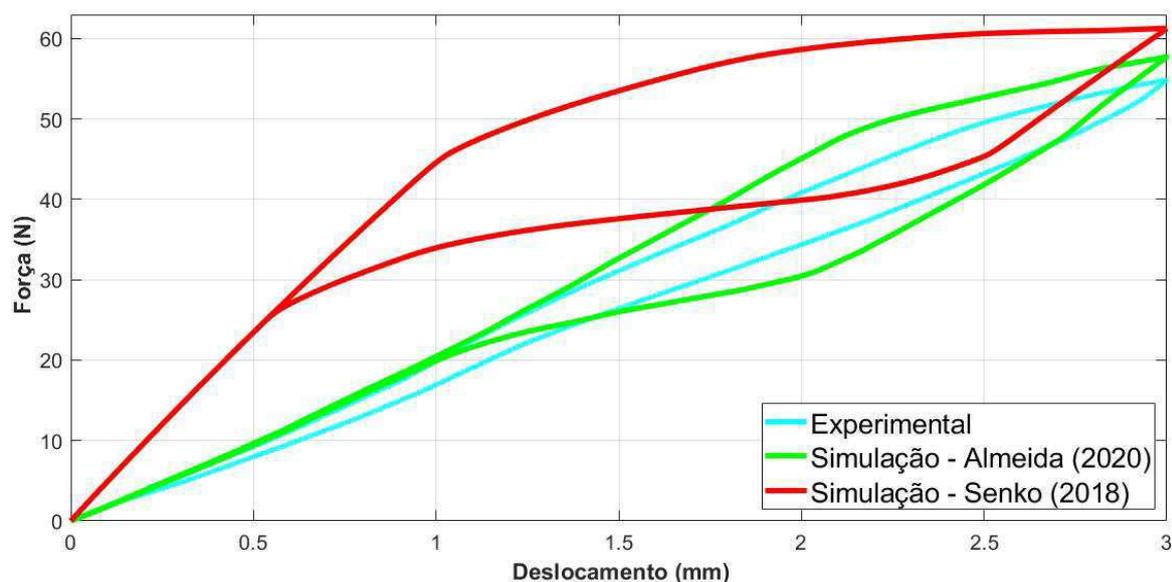
O fator de perda no dispositivo de Senko (2018), também calculado no SEAM, foi de 11,60%, aproximadamente o dobro do fator de amortecimento do formato C. Essa proporção é aproximadamente a mesma nas simulações de mesma metodologia da Tabela 5 (Formato M e Formato C de Senko (2018)), demonstrando mais uma vez a qualidade dos métodos em diferentes abordagens.

### 5.3.2 Ensaio de compressão na lâmina

O ensaio de compressão foi realizado para validar os resultados obtidos da simulação, onde o carregamento é semelhante ao que a lâmina sofre no sistema rotativo. A Figura 69 e a Tabela 8 contém a comparação do experimento com as simulações a 3,0 mm de deslocamento no formato C.

<sup>3</sup> As figuras dessa simulação foram omitidas, o fator de perda é calculado de forma similar ao que já foi feito anteriormente, utilizando a Equação (7), Apêndice D.

Figura 69 – Comparação das simulações com resultado experimental



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 8 – Comparação das simulações com resultado experimental

	$R_s$ (N/mm)	$\eta$ (%)	<i>Erro</i> $R_s$ (%)	<i>Erro</i> $\eta$ (%)
<b>Experimental</b>	18,30	1,13	—	—
<b>Simulação</b>				
<b>Almeida</b>	19,25	1,57	5,19	38,93
<b>(2020)</b>				
<b>Simulação</b>				
<b>Senko (2018)</b>	20,42	2,65	11,58	134,50

Fonte: Elaborado pelo autor.

A comparação indica que o método de simulação adotado no presente trabalho é mais apropriado, pois promove uma maior aproximação com relação ao ensaio experimental que o método utilizado por Senko (2018).

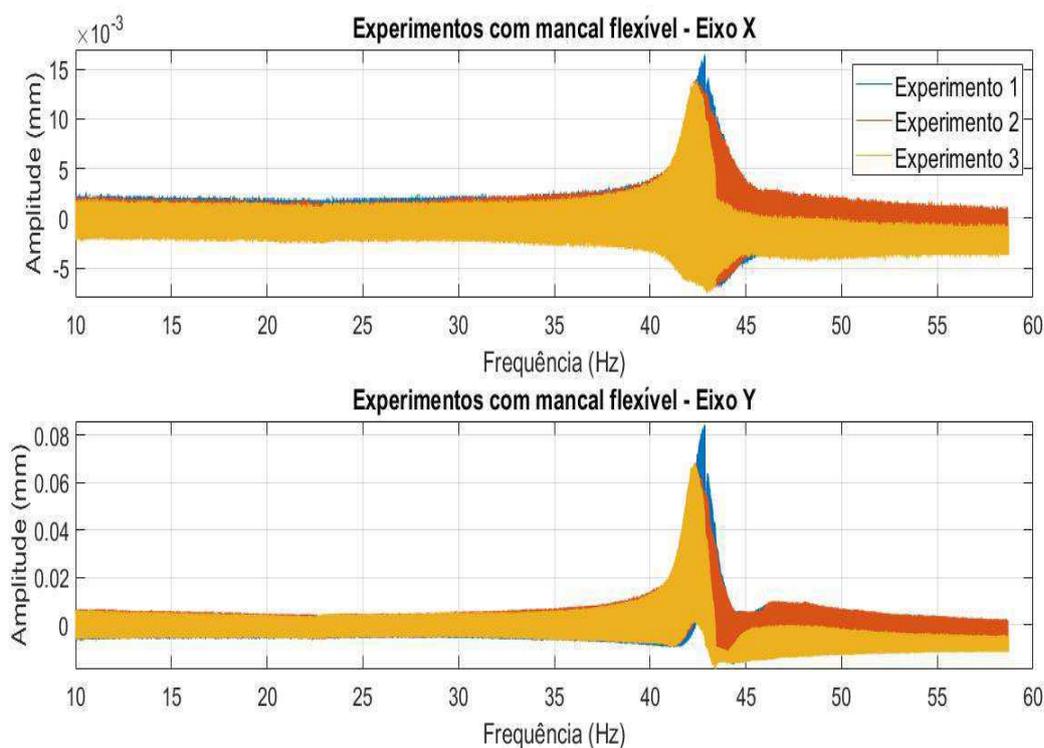
Apesar disso, a simulação adotada nesse trabalho ainda apresenta uma discrepância considerável, principalmente nos valores de fator de perda, que apresentaram erro da ordem de 40%. Essa diferença deve ocorrer devido as imperfeições de montagem das lâminas no ensaio, onde ocorrem possíveis escorregamentos e forças laterais. Além do mais, em valores de ordem pequena, o erro é mais sensível a pequenas variações.

## 5.4 Ensaios experimentais na bancada

Os ensaios das lâminas LMF montadas no mancal da bancada experimental foram iniciados em condição balanceada com pré-deslocamento de 1,0 mm, conforme as respostas nos eixos x e y da Figura 70. Na imagem percebe-se que há uma pequena variação nos picos da região de ressonância, onde os experimentos 1, 2 e 3 possuem valores em 42,85 Hz, 42,43 Hz e 42,34, respectivamente. Essas alterações ocorrem por diferenças na montagem das lâminas, que influenciam na rigidez do mancal flexível.

Essa rigidez é assimétrica nos dois eixos, onde as amplitudes máximas no eixo Y são cerca de 0,08 mm, consideravelmente maiores que as encontradas no eixo X ( $\cong 0,015$  mm).

Figura 70 – Experimentos com pré-deslocamento de 1,0 mm balanceado

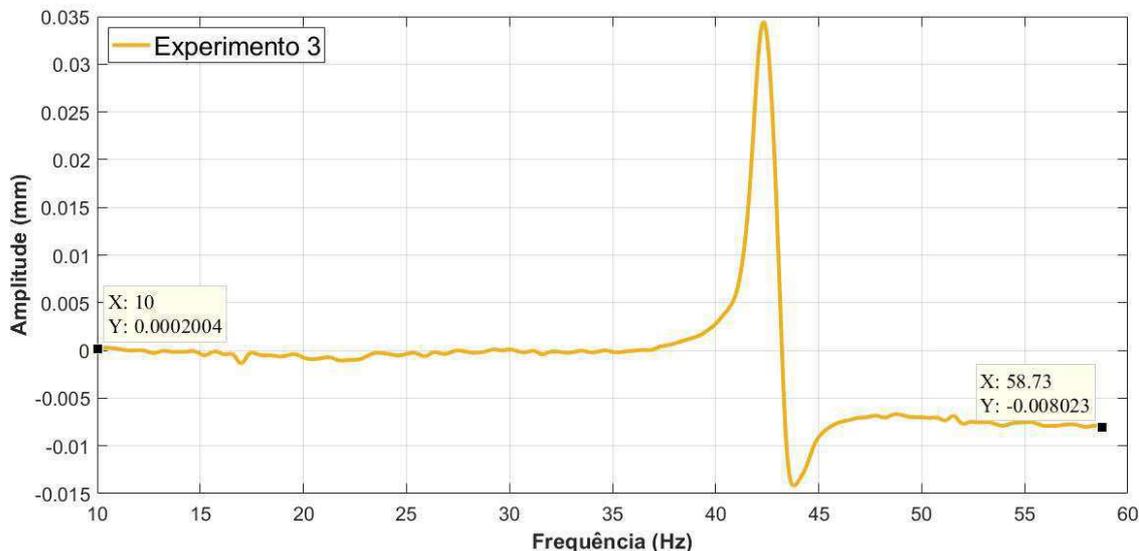


Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 71, foi plotada uma curva que representa os valores médios da resposta no eixo Y da Figura 70 (diferença de envelopes superior e inferior da resposta), onde observa-se que o sistema estabiliza-se em posições diferentes

nas regiões de pré e pós ressonância. Nota-se que após o sistema passar pela ressonância, ocorre um offset para baixo nas frequências mais altas.

Figura 71 – Média do envelope superior e inferior



Fonte: Elaborado pelo autor.

A diferença dos valores de estabilização acontece devido ao efeito da potência inercial do sistema quando passa pela ressonância, com ordens de valores bem baixos.

Isso é positivo por apresentar baixas vibração no sistema rotativo, todavia, a inércia do sistema provavelmente não foi satisfatória para incorporar o amortecimento histerético. Assim, os resultados anteriores deveriam ser comparados com um pré-deslocamento maior de 2,00 mm, que já estaria na zona de transformação de fase de acordo com as simulações.

Contudo, devido aos ensaios terem apresentado problemas com relação à resistência mecânica das lâminas, onde muitas fraturaram, não foi possível realizar os experimentos com pré-deslocamentos de 2,00 mm, também devido ao curto tempo de finalização do trabalho.

Acredita-se que essas falhas ocorreram pelas tensões geradas sobre o dispositivo, que como foi apresentado na seção 5.2.1 estavam muito próximas da tensão de ruptura encontrados no ensaio de tração. Além disso, devido a frequência de ressonância do sistema se encontrar muito elevada (acima de 40 Hz), pode ter havido problemas de variações no posicionamento das lâminas no mancal e contribuído para as falhas das mesmas sob maiores níveis de tensão.

Um fator que pode ter melhorado os resultados de Senko (2018) é a laminação que foi imprimida sobre as suas lâminas, pois este processo eleva a resistência à deformação plástica e, conseqüentemente, melhora o efeito superelástico (SACHIHARA, 2007, p. 21).

Além da laminação, outro fator que contribuiu para a fragilização do material foi a temperatura de  $A_f$ , que inicialmente foi vista como um bom resultado na Figura 57. Entretanto, como foi visto na teoria, o autoaquecimento da lâmina aumentou a temperatura de trabalho, o que diminui a área de histerese e fragiliza o material de acordo com a Figura 16.

Os resultados mostraram que o sistema deve ser aprimorado, devendo-se melhorar a resistência mecânica das lâminas e complementar ensaios de modo a se obter respostas com essa geometria na zona do ciclo de histerese.

## 6. CONCLUSÕES

Algumas considerações sobre a escolha de realizar a pesquisa com lâminas LMF's superelásticas do formato C em um sistema rotativo foi baseada na premissa de continuar o trabalho de Senko *et al.* (2020), testando a repetibilidade do método em uma geometria mais complexa para fabricação.

O método de *shape setting* aplicado supriu o requisito da temperatura de transformação  $A_f$  na lâmina LMF ser inferior à temperatura ambiente, com valor em 14,10 °C, o que é considerado muito bom. As lâminas de Senko (2018), por exemplo, obteve  $A_f$  de 40,53 °C, e por isso teve que contar com o autoaquecimento para que o material pudesse ser ativado.

Para demonstrar que o material utilizado possui estabilidade do comportamento superelástico, foi realizado um ensaio de tração com uma amostra da chapa LMF. Este experimento mostrou que o material possui baixa alongação residual, alta rigidez e alto potencial de amortecimento.

Outro dado obtido pelo ensaio de tração foi a capacidade de armazenamento de energia, com tensão crítica em 638,22 MPa, valor muito próximo dos obtidos nas simulações das lâminas LMF. Entretanto, observou-se que a inércia do movimento poderia ser um fator de alívio dessas tensões, de modo que as simulações com ciclagem apresentaram tensões inferiores quando comparadas às simulações de apenas um deslocamento.

Essas simulações foram aprimoradas no presente trabalho com relação a Senko *et al.* (2020), por dois fatores: aproximação das condições de contorno com o carregamento real sofrido pela lâmina no mancal, e dados experimentais do material obtidos diretamente com ensaio de tração. Isso pode ser visto em comparação das simulações com ensaio de compressão na lâmina.

O fator de amortecimento medido no sistema SEAM foi inferior em 50% em comparação com a lâmina no formato M proposta por Senko *et al.* (2020), ainda assim é considerado um valor importante para o volume do material. Além disso, o formato C é mais rígido, que promove uma melhor estabilidade no sistema rotativo. Desta forma, todos os testes apresentaram resultados dentro dos níveis pré-estabelecidos.

Entretanto, os ensaios experimentais na bancada com sistema rotativo foram aquém do esperado, onde não foi possível ensaiar as lâminas numa

condição de pré-deslocamento de 2,0 mm, no início da zona histerética. Isso se deu devido a elevada frequência de ressonância no sistema, que mesmo com amplitudes de excitação baixas, levaram as lâminas a fraturarem por fadiga. Talvez em trabalhos futuros, seja necessário reduzir a espessura das lâminas por laminação controlada e trabalhar no aumento de sua resistência mecânica para que esse objetivo seja alcançado.

Por fim, deve-se considerar que, embora os esforços de se realizar mais ensaios experimentais, houve um atraso considerável no cronograma em função da paralisação das atividades nos laboratórios da UFCG desde março de 2020, devido as restrições sanitárias de isolamento causado pela pandemia covid-19.

Como sugestões para trabalhos futuros, podem ser realizados os seguintes estudos e aplicações:

- Fabricação das lâminas com outras ligas que também promovem o efeito superelástico. Por exemplo: CuAlMn.
- Testes de outros tratamentos de *shape setting* para melhorar a resistência mecânica, sem perder as propriedades de amortecimento.
- Estudo de outras geometrias que excitem o material sem elevar a tensão demasiadamente.
- Fazer mudanças na rigidez do material com alterações na temperatura, no efeito superelástico.

**REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

ALMEIDA, V. S. *et al.* Determinação de fatores de amortecimento em viga engastada-livre de alumínio através dos métodos da largura de banda de meia potência e diagrama de nyquist. **XIV Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica**. Cartagena, 2019.

ALVES, D. S. Sistemas rotativos sujeitos às não linearidades de mancais lubrificados. **Tese de doutorado**. Campinas, 2018.

ALVES, M. T. S. *et al.* Vibration control of a flexible rotor using shape memory alloy wires. **17th International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics**. 2015.

ALVES, M. T. S. *et al.* Vibration control of a flexible rotor suspended by shape memory alloy wires. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 29, n. 11, p. 2309–2323, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/1045389X18758179>

ASTM F2516-18, Standard Test Method for Tension Testing of Nickel-Titanium Superelastic Materials, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2018, [www.astm.org](http://www.astm.org)

BORGES, J. *et al.* Rotor-bearing vibration control system based on fuzzy controller and smart actuators. **The International Journal of Multiphysics**, v. 7, n. 3, p. 197–206, 2013. Disponível em: <https://doi.org/10.1260/1750-9548.7.3.197>

BORGES, J. M. *et al.* On the active control of a rotor-bearing system using shape memory alloy actuators: an experimental analysis. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 8, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/s40430-018-1175-8>

BRAGA, M. T. *et al.* Influence of temperature on the passive control of a rotating machine using wires of shape memory alloy in the suspension. **Smart Materials and Structures**, v. 29, n. 3, 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/1361-665X/ab7112>

CARLSON, J. D. MR fluids and devices in the real world. **International Journal of Modern Physics B**, v. 19, n. 07n09, p. 1463–1470, 2005.

DOGGENWEILER, C. E. C. Análisis del comportamiento de cables trenzados y en paralelo de alambres de cualbe, para aplicaciones en ingeniería

sísmica. **Tese de doutorado**. Santiago , 2010.

DOS REIS, R. P. B. *et al.* Methodology for the estimation of material damping as applied to superelastic shape memory alloy mini-springs. **Materials and Design**, v. 161, p. 124–135, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2018.11.012>

EGGELER, G. *et al.* Structural and functional fatigue of NiTi shape memory alloys. **Materials Science and Engineering A**, v. 378, n. 1- 2 SPEC. ISS., p. 24–33, 2004. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.msea.2003.10.327>

Elahinia, M. H., Hashemi, M., Tabesh, M., & Bhaduri, S. B. Manufacturing and processing of NiTi implants: A review. **Progress in materials science**, v. 57, n. 5, p. 911-946, 2012.

ENEMARK, S.; SANTOS, I. F. Rotor-bearing system integrated with shape memory alloy springs for ensuring adaptable dynamics and damping enhancement - Theory and experiment. **Journal of Sound and Vibration**, v. 369, p. 29–49, 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2016.01.023>

ENEMARK, S.; SANTOS, I. F.; SAVI, M. A. Shape memory alloys applied to improve rotor-bearing system dynamics – an experimental investigation. **XVII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics**, v. Proceeding, n. 2000, p. 10, 2015.

FELÍCIO, L. C. Modelagem da Dinâmica de Sistemas e Estudo da Resposta. 2ª ed. **RIMA**, 2010. *E-book*.

GENTA, G. Dynamics of Rotating Systems. Torino: **SPRINGER**, 2004. v. 53. *E-book*.

GHOSH, P.; RAO, A.; SRINIVASA, A. R. Design of multi-state and smart-bias components using shape memory alloy and shape memory polymer composites. **Materials & Design**, v. 44, p. 164–171, 2013.

GUPTA, K. Critical speed analysis of fibre reinforced composite rotor embedded with shape memory alloy wires. **International Journal of Rotating Machinery**, v. 6, n. 3, p. 201–213, 2000.

GUPTA, K. *et al.* Resonance control of rotor using shape memory alloys. **Advances in Vibration Engineering**, v. 8, n. 3, p. 239–246, 2009.

HE, Y. Y. *et al.* Vibration control of a rotor-bearing system using shape memory alloy: I. Theory. **Smart Materials and Structures**, v. 16, n. 1, p. 114–121, 2007a. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/16/1/014>

HE, Y. Y. *et al.* Vibration control of a rotor-bearing system using shape memory alloy: II. Experimental study. **Smart Materials and Structures**, v. 16, n. 1, p. 122–127, 2007b. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/16/1/015>

INMAN, D. J. Engineering vibrations. 4. ed. Michigan: **Pearson**, 2011. *E-book*.

JANOCHA, Hartmut. Adaptronics and smart structures. **Springer**, 1999. *E-book*.

KHANDELWAL, A.; BURAVALLA, V. Models for shape memory alloy behavior: an overview of modeling approaches. **The International Journal of Structural Changes in Solids**, v. 1, n. 1, p. 111–148, 2009. Disponível em: <https://journals.tdl.org/ijscs/index.php/ijscs/article/view/2318>

LAGOUDAS, Dimitris C. Shape memory alloys: modeling and engineering applications. **Springer**, 2008. *E-book*.

LECCE, L.; CONCILIO, A. Shape memory alloy engineering: for aerospace, structural and biomedical applications. **Elsevier**, 2014. *E-book*.

LEES, A. W. *et al.* The control of bearing stiffness using shape memory. **International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery**, p. 299–308, 2007.

LEO, D. J. Engineering analysis of smart material systems. **John Wiley & Sons**, 2007. *E-book*.

LMS-INTERNATIONAL. The LMS Theory and Background book. **Leuven**: 2000. *E-book*.

Liu, X. *et al.* The effect of ageing treatment on shape-setting and superelasticity of a nitinol stent. **Materials Characterization**, v. 59, n. 4, p. 402–406, 2008.

LORD COMPANY. Automotive Suspension Systems. Disponível em: <https://www.lord.com/products-and-solutions/active-vibration-control/automotive-suspension-systems>. Acesso em: 9 abr. 2020.

MA, Y. *et al.* A novel smart rotor support with shape memory alloy metal rubber for high temperatures and variable amplitude vibrations. **Smart Materials and Structures**, v. 23, n. 12, 2014. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/23/12/125016>

MA, Y. *et al.* Tuning the vibration of a rotor with shape memory alloy metal

rubber supports. **Journal of Sound and Vibration**, v. 351, p. 1–16, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.04.005>

MASOTTI, D. Comparação de métodos de determinação do amortecimento estrutural através de técnicas de ajuste de curvas de funções resposta em frequência. **Dissertação de mestrado**. Florianópolis, 2013.

MATSUSHITA, O. *et al.* Vibrations of Rotating Machinery - Basic Rotordynamics: Introduction to Practical Vibration Analysis. Yokosuka: **Springer Nature**, 2017. v. 1. *E-book*. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/978-4-431-55456-1>

MCCONNELL, K. G.; VAROTO, P. S. Vibration testing: theory and practice. **John Wiley & Sons**, 1995. *E-book*.

MESQUITA, A. L. A. *et al.* Numerical simulation of vibration control in rotors using bearing with shape memory effect. **SAE Technical Papers**, 2008. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2008-36-0334>

NAGAYA, K.; TAKEDA, S.; KUMAIIDO, T. Active control method for passing through critical speeds of rotating shafts by changing stiffnesses of the supports with use of memory metals. **Journal of Sound and Vibration**, [S. l.], v. 113, p. 307–315, 1987.

NICOLETTI, R. Estudo do Controle Ativo e Passivo de Vibrações em Sistemas Rotativos e Estruturais. **Tese para livre docência**. São Carlos, 2013.

NIE, J.; YAN, X. Intelligent bearing system for passing through critical speed of aeroengine rotor by changing stiffness using SMA wires. **Materials Science Forum**, v. 327, n. January 2000, p. 99–102, 2000. Disponível em: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/msf.327-328.99>

NOVAIS, D. J. F. V.; SILVA, A. A. Concepção e análise dinâmica de dispositivos atenuadores de vibração em mancais de sistemas rotativos incorporando elementos de molas de lâminas niti superelásticas. **XVI Congresso de Iniciação Científica Da Universidade Federal De Campina Grande**. Campina Grande, 2019.

NURVEREN, K.; AKDOĞAN, A.; HUANG, W. M. Evolution of transformation characteristics with heating/cooling rate in NiTi shape memory alloys. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 196, n. 1–3, p. 129–134, 2008. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2007.05.015>

OLIVEIRA, A. G. Concepção e análise dinâmica de sistema com controle

de mancal adaptativo incorporando molas LMF. **Dissertação de mestrado**, Campina Grande, 2017.

OLIVEIRA, A. G. *et al.* Design and experimental analysis of a smart bearing using shape memory alloy springs. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 31, n. 11, p. 1390–1402, 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/1045389X20924829>

OLIVEIRA NETO, J. M. *et al.* Capítulo 9: Viabilidade da aplicação da transformada discreta de Wavelet (DWT) com vistas a detectar condições de desalinhamento angular em um par engrenado através da análise sonora. In: Vinícius da Silva Almeida. (Org.). **III Simpósio de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Campina Grande: coletânea de artigos**. 1ª ed., Belo Horizonte: Editora Poisson, 2020, v. 8, p. 68-75. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.36229/978-85-7042-207-1.CAP.09>

OTSUKA, K.; WAYMAN, C. M. Shape memory materials. **Cambridge university press**, 1999. *E-book*.

RAO, A.; SRINIVASA, A. R.; REDDY, J. N. Design of shape memory alloy (SMA) actuators. **Texas: Springs Briefs in applied sciences and technology**, 2015. *E-book*.

RAO, S.S. Vibrações mecânicas. 5ª ed, **Pearson Education**, 2010. *E-book*.

REIS, R. P. B. Desenvolvimento de um equipamento para caracterização térmica de atuadores de ligas com memória de forma usando o efeito termoelétrico. **Dissertação de mestrado**, 2010.

SASHIHARA, Eduardo Massao. Produção da liga Ni-Ti com efeito de memória de forma em forno de fusão por feixe eletrônico e sua caracterização. 134f. 2007. **Tese de mestrado–Instituto de Aeronáutica**, São José dos Campos.

SEELECKE, S.; MÜLLER, I. Shape memory alloy actuators in smart structures: Modeling and simulation. **Applied Mechanics Reviews**, v. 57, n. 1–6, p. 23–46, 2004. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.1584064>

SENKO, R. Atenuação passiva de um sistema rotativo utilizando lâminas de LMF superelástica. 1ª ed. João Pessoa: **Idea**, 2018. *E-book*.

SENKO, R. *et al.* Numerical and experimental analysis of superelastic SMA

bending springs in rotor systems. **Mechanics of Advanced Materials and Structures**, v. 0, n. 0, p. 1–15, 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/15376494.2020.1780523>

SILVA, J. A. B. Análise de Sistemas de Controle de Vibração em Máquinas Rotativas Utilizando Atuadores Formados por Ligas com Memória de Forma. **Dissertação de mestrado**, Belém, 2009.

SILVA, L. C.; SAVI, M. A.; PAIVA, A. Nonlinear dynamics of a rotordynamic nonsmooth shape memory alloy system. **Journal of Sound and Vibration**, v. 332, n. 3, p. 608–621, 2013. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2012.09.018>

SIMÕES, J. de B. Fabricação de componentes miniaturizados de ligas com memória de forma NiTi usando fundição de precisão. João Pessoa: **Ideia Editora LTDA**, 2017. *E-book*.

SMITH, S. A.; HODGSON, D. E. **Shape Setting Nitinol**. Medical device materials: proceedings from the materials & processes for medical devices conference 2003. Anaheim, California: 3 p. 2004.

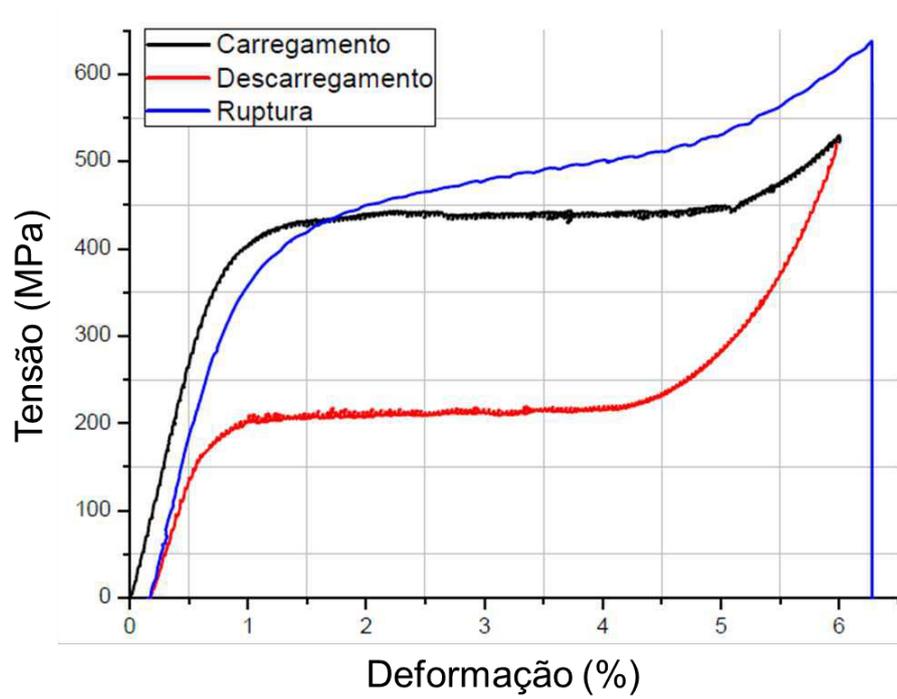
VANCE, J.; FOUAD, Z.; MURPHY, B.. Machinery vibration and rotordynamics. New Jersey: **John Wiley & Sons**, 2010. *E-book*.

ŽAK, A. J.; CARTMELL, M. P.; OSTACHOWICZ, W. Dynamics and control of a rotor using an integrated sma/composite active bearing actuator. **Key Engineering Materials**, v. 245–246, p. 233–240, 2003. Disponível em: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.245-246.233>

ZHU, Z. W.; WANG, H. L.; XU, J.. Application on rotor vibration control of SMA model based on multivariate statistical analysis. **2009 WRI World Congress on Computer Science and Information Engineering, CSIE 2009**, v. 5, p. 440–445, 2009. Disponível em: <https://doi.org/10.1109/CSIE.2009.832>

## APÊNDICE A — ENSAIO DE TRAÇÃO EM AMOSTRA DE CHAPA NITI

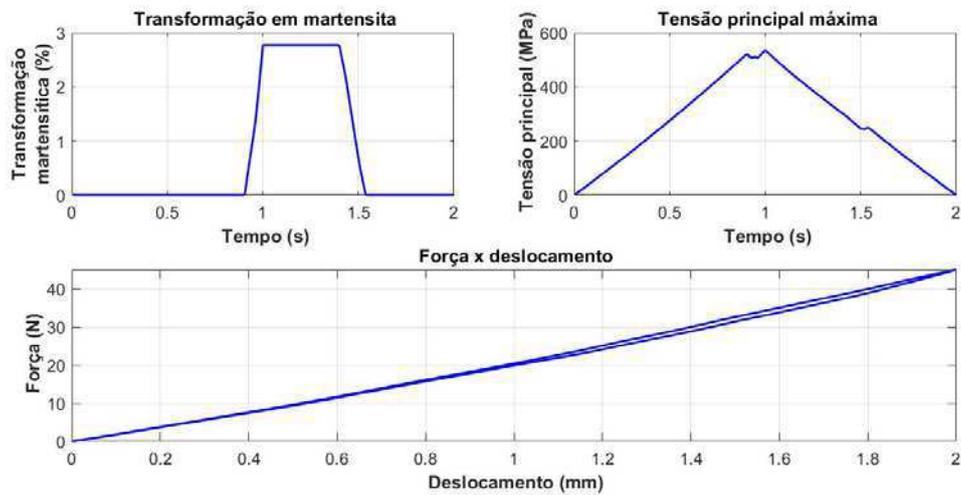
Figura 72 – Ensaio de tração completo



Fonte: Elaborado pelo autor.

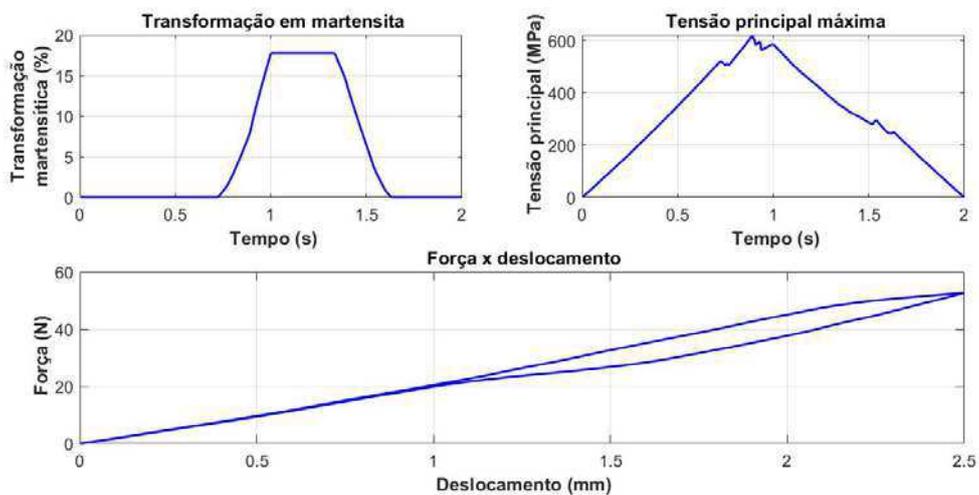
## APÊNDICE B — IMAGENS ADICIONAIS DAS SIMULAÇÕES DA TABELA 3

Figura 73 - Resultados da simulação com 2,0 mm de deslocamento



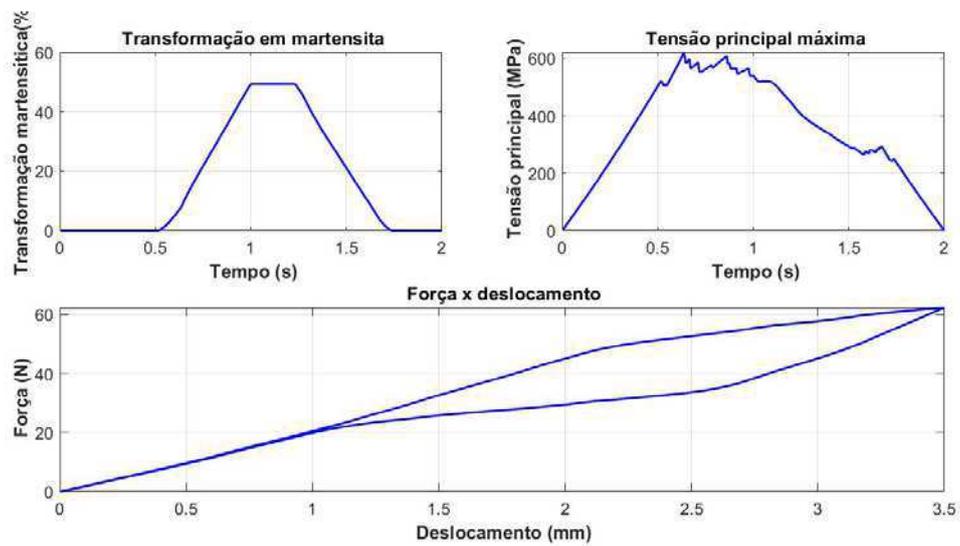
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 74 - Resultados da simulação com 2,5 mm de deslocamento



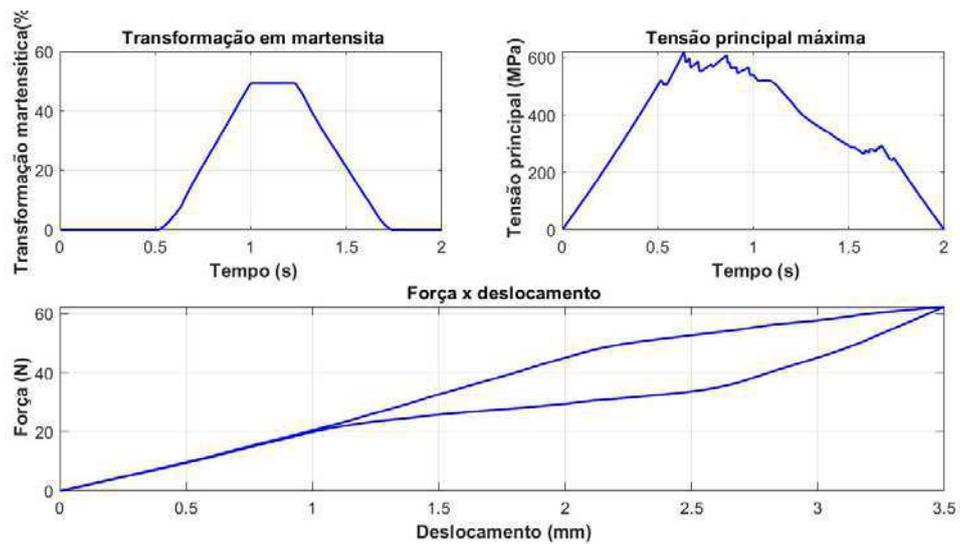
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 75 - Resultados da simulação com 3,0 mm de deslocamento



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 76 - Resultados da simulação com 3,5 mm de deslocamento

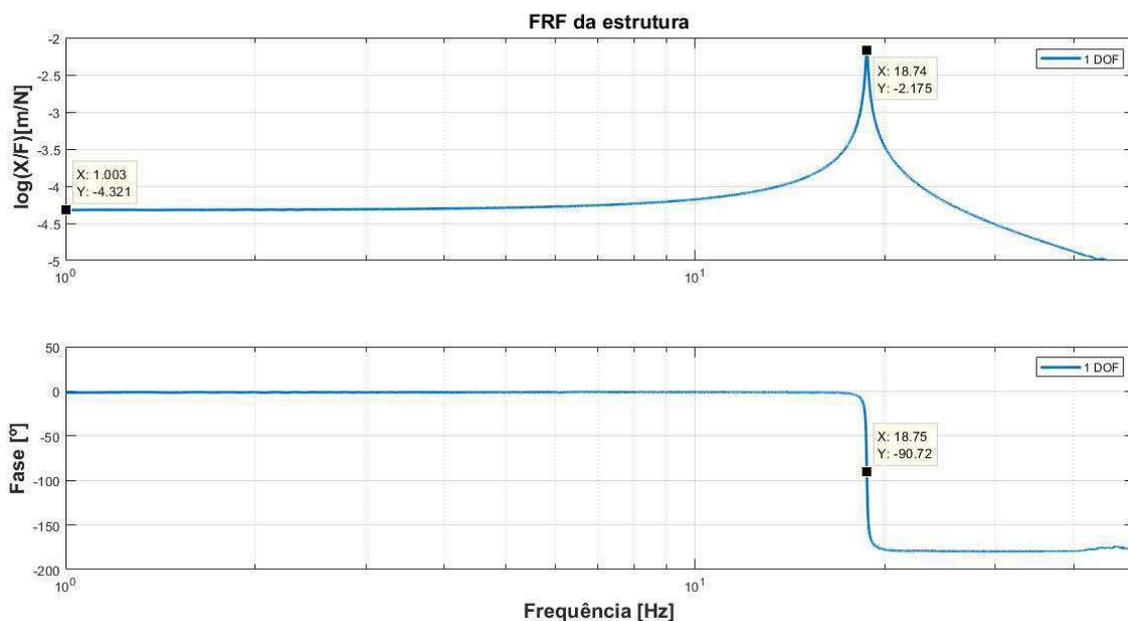


Fonte: Elaborado pelo autor.

## APÊNDICE C — CALIBRAÇÃO DO SEAM

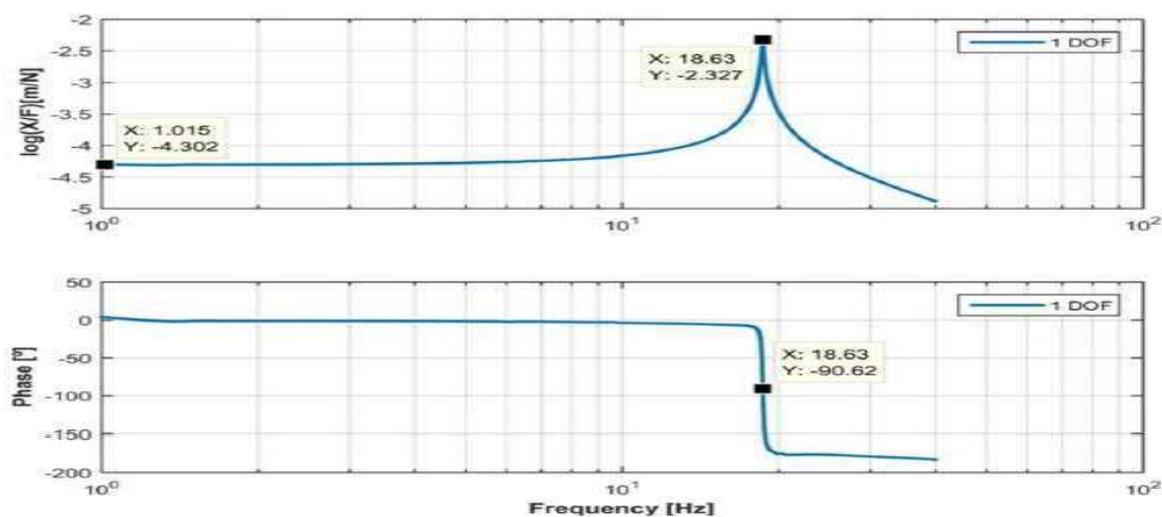
A calibração é realizada com o ensaio de referência, tanto o do presente trabalho quanto o de Reis *et al.* (2019), que estão na Figura 77 e Figura 78, respectivamente.

Figura 77 – Referência do SEAM do presente trabalho



Fonte: Elaborado pelo autor.

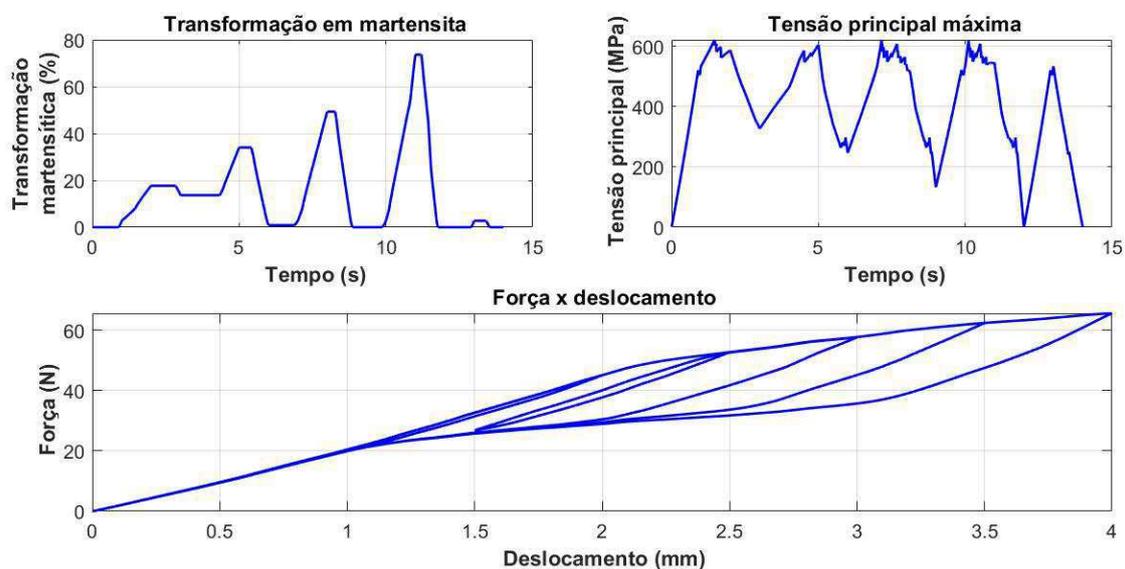
Figura 78 – Referência do SEAM de Reis *et al.* (2019)



Fonte: Reis *et al.* (2019).

## APÊNDICE D — RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COM EXCITAÇÃO DA FIGURA 43

Figura 79 – Resultado da simulação com excitação da Figura 43



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 9 – Dados da simulação com a Figura 43

$F_{max}$ (N)	$\sigma_{max}$ (MPa)	$R_s$ (N/mm)	$\eta$ (%)
65,61	621,80	16,42	6,44

Fonte: Elaborado pelo autor.