

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

Rômulo Pierre Batista dos Reis

**EFEITO DA INCORPORAÇÃO DE MINIMOLAS NiTi SUPERELÁSTICAS NO
AMORTECIMENTO ESTRUTURAL: APLICAÇÕES EM ATENUAÇÃO PASSIVA
DE PÁS DE AERO GERADOR**

Campina Grande – PB

2018

Rômulo Pierre Batista dos Reis

**EFEITO DA INCORPORAÇÃO DE MINIMOLAS NiTi SUPERELÁSTICAS NO
AMORTECIMENTO ESTRUTURAL: APLICAÇÕES EM ATENUAÇÃO PASSIVA
DE PÁS DE AERO GERADOR**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Materiais como requisito parcial à obtenção do título de **Doutor em Ciência e Engenharia de Materiais**.

Orientador: Prof. Dr. Antônio Almeida Silva

Co-orientador: Prof. Dr. Carlos José de Araújo

Campina Grande – PB

2018

R375e

Reis, Rômulo Pierre Batista dos.

Efeito da incorporação de minimolas NiTi superelásticas no amortecimento estrutural : aplicações em atenuação passiva de pás de aero gerador / Rômulo Pierre Batista dos Reis. - Campina Grande, 2018.

123 f. : il. color.

Tese (Doutorado em Ciência e Engenharia de Materiais) - Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, 2018.

"Orientação: Prof. Dr. Antônio Almeida Silva, Prof. Dr. Carlos José de Araújo".

Referências.

1. Ligas com Memória de Forma. 2. Atenuação de Vibrações. 3. Amortecimento. 4. Pás de Aero Gerador. I. Silva, Antônio Almeida. II. Araújo, Carlos José de. III. Título.

CDU 669.018(043)

VITAE DO CANDIDATO

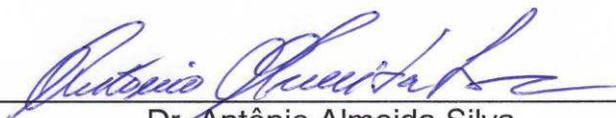
- Técnico em TELECOMUNICAÇÕES pela ETER (1994).
- Engenheiro Mecânico pela UFCG (2008).
- Mestre em Ciência e Engenharia de Materiais pela UFCG (2010).

Rômulo Pierre Batista dos Reis

**EFEITO DA INCORPORAÇÃO DE MINIMOLAS NiTi SUPERELÁSTICAS NO
AMORTECIMENTO ESTRUTURAL: APLICAÇÕES EM ATENUAÇÃO PASSIVA
DE PÁS DE AERO GERADOR**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Materiais como requisito parcial à obtenção do título de **Doutor em Ciência e Engenharia de Materiais**

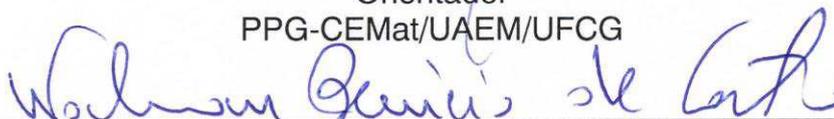
Aprovado em: 03/09/2018



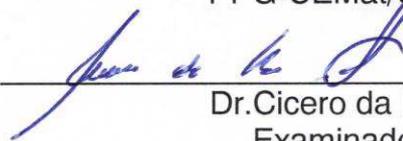
Dr. Antônio Almeida Silva
Orientador
PPG-CEMat/UAEM/UFMG



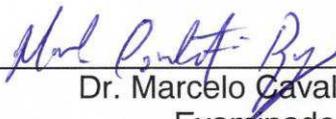
Dr. Carlos José de Araújo
Orientador
PPG-CEMat/UAEM/UFMG



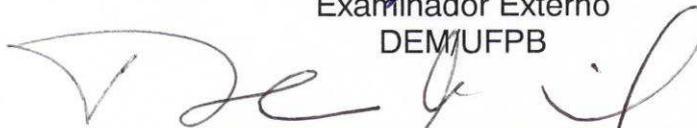
Dr. Walman Benício de Castro
Examinador Interno
PPG-CEMat/UAEM/UFMG



Dr. Cicero da Rocha Souto
Examinador Externo
DEE/UFPB



Dr. Marcelo Cavalcanti Rodrigues
Examinador Externo
DEM/UFPB



Dr. Theophilo Moura Maciel
Examinador Interno
PPG-CEMat/UAEM/UFMG

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por me criar e me conceder inteligência e paciência para desenvolver este trabalho. Agradeço aos colegas de trabalho que confiaram em mim e votaram de forma unânime, para conceder o meu afastamento integral pelo período de tempo necessário. Aos meus orientadores o Prof. Dr. Antonio Almeida Silva e o Prof. Dr. Carlos José de Araújo, que acreditaram na proposta do trabalho e me apoiaram disponibilizando laboratórios, equipamentos, materiais e orientação sem nenhuma restrição. Aos colegas dos laboratórios, LVI e LaMMEA, que me ajudaram na condução dos experimentos e me fizeram companhia durante todo o tempo comparecendo até em finais de semana e feriados. Agradeço também ao Prof. Dr. Cícero da Rocha Souto por não medir esforços em disponibilizar o aero gerador, sem o qual não seria possível a verificação experimental das hipóteses levantadas durante o trabalho. Agraço também aos meus familiares por nós receber e hospedar durante maior parte do tempo que passamos aqui, dando um suporte vital. Um agradecimento especial para minha esposa, Ana Paula que sempre me apoia e me acompanha para onde for, sem medo de encarar os desafios, saindo do conforto e estabilidade da vida que tínhamos e encarando mais essa etapa.

RESUMO

A atual conjectura energética mundial, tem impulsionado o crescimento de investimentos em fontes renováveis como a energia eólica. Uma característica marcante do desenvolvimento da tecnologia de turbinas eólicas é o problema vibracional das pás que além de causar fadiga, também podem comprometer a potência de saída. Pesquisadores tradicionalmente vêm fazendo uso de diversos conceitos e estratégias de controle vibracional para estas estruturas, porém na maioria dos casos, essas formas de controle acrescentam rigidez e massa à estrutura e para alguns casos consomem energia elétrica para o funcionamento. Nesse cenário, implementar uma estratégia de controle vibracional que obtenha uma redução significativa na amplitude de resposta e ao mesmo tempo, não acrescente massa e rigidez adicional é de grande contribuição para a indústria eólica. Este trabalho investiga a incorporação de minimolas de Ligas com Memória de Forma Superelásticas (LMF-SE) no controle passivo de vibrações em estruturas flexíveis. Para isso foram adquiridas minimolas helicoidais NiTi Superelásticas com diferentes configurações geométricas (fechada e seccionada). As molas foram caracterizadas termo mecanicamente por ensaios quase estáticos em temperatura controlada em um analisador dinâmico mecânico DMA. Também foram caracterizadas termicamente por análise térmica diferencial via DSC, obtendo as temperaturas de transformação de fase. Além disso, foram realizados testes modais com as molas em um sistema com um grau de liberdade (1GDL). Os resultados apresentam uma grande capacidade de amortecimento com redução na amplitude de deslocamento na ordem de 40 % para o sistema 1GDL excitado harmonicamente. Por fim foram simuladas experimentalmente, em ambiente laboratorial, três condições de funcionamento de um aero gerador de 160 W modelo AIR Breeze fabricado pela empresa Southwest Windpower, Inc., sem e com a incorporação das minimolas LMF-SE nas pás desta turbina eólica. A implementação das minimolas proporcionou uma redução na ordem de 12 dB na intensidade vibracional, sem alterar de forma perceptível a rigidez das pás e com um acréscimo de 0,43 % na massa das pás, que foi observado ser irrelevante para o sistema.

Palavras-chave: Ligas com memória de forma. Atenuação de vibrações. Amortecimento. Pás de aero gerador.

ABSTRACT

The current global energy environment has driven the growth of investments in renewable energy sources, such as wind energy. A notable feature of the development of wind turbine technology is the vibrational problem of the blades which, in addition to causing fatigue, can also compromise output power. Researchers have traditionally been using various concepts and strategies of vibrational control for these structures, but in most cases, these forms of control add stiffness and mass to the system and in some cases, consume electrical energy for operation. In this circumstance, implementing a vibrational control strategy that achieves a significant reduction in response amplitude and, at the same time, doesn't add mass and additional rigidity is of great contribution to the wind industry. This work investigates the incorporation of mini-springs fabricated with superelastic shape memory alloys (SMA-SE) in the passive control of vibrations in flexible structures. For this purpose, helical NiTi Superelastic mini-springs with different geometric configurations (closed and sectioned) were acquired. A Dynamic Mechanical Analyzer (DMA) was used to carry out thermo-mechanical characterization of the SMA-SE springs in a quasi-static test with controlled temperature. Furthermore, a thermal analysis was carried out using a Differential Scanning Calorimetry (DSC) to obtain the phase transformation temperatures. Besides that, modal tests with the springs in a one degree of freedom system (1DOF) were performed. The results show a large damping capacity, with a reduction in displacement amplitude of 40%. Lastly, three operating conditions were tested experimentally, using a 160 W AIR Breeze generator manufactured by the company Southwest Windpower, Inc., in laboratory environment, with and without the incorporation of the mini-springs SMA-SE in the blades of this wind turbine. The implementation of the mini-spring provided a reduction of 12 dB in the vibrational intensity, without considerably altering the stiffness of the blades and with an increase of 0.43% in the mass of the latter, which was observed to be irrelevant to the system.

Keywords: Shape Memory Alloy. Vibration attenuation. Damping. Wind turbine blade

PUBLICAÇÕES

*DOS REIS, R.P.B.; DA SILVA, P. C. S.; SILVA, A. A.; DE ARAÚJO, C. J. Methodology for the estimation of material damping as applied to superelastic shape memory alloy mini-springs. **Material and Design**, v. 2018, p.30,2018.

MORAES, Y. J. O.; SILVA, A. A.; RODRIGUES, M. C.; DE LIMA, A. G. B.; DOS REIS, R. P. B.; DA SILVA, P. C. S. Dynamical Analysis Applied to Passive Control of Vibrations in a Structural Model Incorporating SMA-SE Coil Springs. **Advances in Materials Science and Engineering**, v. 2018, p. 15, 2018.

BORGES, J. M.; SILVA, A. A.; DE ARAÚJO, C. J.; PIMENTEL, ROBERTO L.; DE AQUINO, A. S.; SENKO, R.; DOS REIS, R. P. B. 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. 40, p. 269, 2018.

MORAES, Y. J. O.; SILVA, A. A.; DOS REIS, R.P.B.; RODRIGUES, M. C. Atenuação Passiva de Vibrações em Estrutura Tipo Pórtico Sujeita à Excitação Sísmica Utilizando Minimolas Superelásticas de NITINOL. In: 13º Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica (13º Cibem). Lisboa, Portugal, 2017.

SALES DA SILVA, P. C.; FERREIRA, O. J. R.; DOS REIS, R. P. B.; SILVA, A. A.; FILHO, C. R. B.; OLIVEIRA, A. Numerical Simulation and Experimental Procedure for Heating and Cooling of a SMA Spring Device. In: 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering (24º COBEM). Curitiba-PR, 2017.

OLIVEIRA, F. S.; DOS REIS, R. P. B.; SILVA, A. A.; DE ARAÚJO, C. J. Experimental Investigation of Shape Memory Alloy Tendons Applied for Attenuation of Vibrations in a Prismatic Table. In: 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering (23º COBEM). Rio de Janeiro-RJ, 2015.

*submetido com status “sob revisão”.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Gráfico da matriz elétrica brasileira de 2014 a 2017 adaptado de (Abeeólica, 2015; 2016; 2017; 2018)	25
Figura 2 - Esquema representativo da configuração de montagem do eixo (a) Turbina de eixo vertical (b) Turbina de eixo horizontal (Adaramola, 2014).	27
Figura 3 - Evolução do tamanho de pás para turbinas eólicas (Linul e Marsavina, 2013).	28
Figura 4 - Representação dos principais modos de vibrar de uma turbina eólica	30
Figura 5 - Esquemas de estrutura sem e com controle vibracional: (a) Estrutura convencional sem controle, (b) Estrutura com Dissipação Passiva de Energia (PDE), (c) Estrutura com controle ativo de vibrações. Adaptado de Soong e Spencer Jr (2002).	31
Figura 6 - Esquema de um TDM instalado na Nacelle adaptado de Lackner e Rotea (2011)	33
Figura 7 - Esquema simplificado da turbina eólica (a); localização do isolamento (b). adaptado de Van Der Woude e Narasimhan (2014).	33
Figura 8 - (a) Esquemática do posicionamento da montagem dos TLD em coluna; (b) Esquema do TLD em coluna. Adaptado de Mensah e Dueñas-Osorio (2014)	34
Figura 9 - Ilustração do amortecedor passivo por coluna de líquido circular (a); (b) posição da massa líquida devido às forças centrífugas. adaptado de Basu <i>et al.</i> (2015)	35
Figura 10 - Ilustração contendo a definição de coordenadas do sistema, geometria e graus de liberdade. (a) detalhe geométrico do amortecedor por rolamento e (b) detalhe do TLD por coluna de líquido. adaptado de Zhang e Nielsen (2014).	36
Figura 11 - Esquema ilustrativo da estratégia de controle vibracional em pás de turbinas eólicas utilizando tendões ativos destacados em vermelho. adaptado de Staino e Basu (2015).	37
Figura 12 - Protótipo de um smart rotor (Berg <i>et al.</i> , 2014)	38
Figura 13 - Conceito de bordo de fuga Morphing com os atuadores de LMF em destaque vermelho (Karakalas <i>et al.</i> , 2014).	38
Figura 14 – (a) Ilustração da montagem dos dispositivos LMF na ponte estaiada. Fotografia (b) detalhe A cabo de sustentação; detalhe C dos acelerômetros; detalhe B amortecedor LMF. Adaptado de Rao <i>et al.</i> (2015).....	40
Figura 15 - Ilustração adaptada do isolamento de base utilizado no trabalho de Gur e Mishra (2013)	41
Figura 16 – Fotografia da montagem experimental. (a) vista geral da montagem; (b) detalhe do anel LMF-SE e as conexões em aço; (c) esticador e célula de carga; (d) conexão olhal e LVDT. Adaptado de Nan <i>et al.</i> (2016).	42
Figura 17 - Ilustração do sistema estrutural (a) com amortecimento viscoso e (b) com amortecimento LMF (Gur <i>et al.</i> , 2015)	43

Figura 18 - Infográfico resumindo os tipos de EMF em uma liga termo ativada. adaptado de Jani <i>et al.</i> (2014).....	44
Figura 19 - Gráfico tensão/deformação típico de uma LMF superelástica. adaptado de Lecce (2014).	45
Figura 20 - Modelo físico de um sistema com um grau de liberdade. (a) com amortecimento viscoso. (b) com amortecimento por histerese.	46
Figura 21 - Força de amortecimento em função do deslocamento. (a) para amortecimento por histerese. (b) para amortecimento viscoso.	50
Figura 22 - Configuração típica de uma análise modal experimental. Adaptado de Brown (2010).....	52
Figura 23 - Curvas genéricas das FRF em Linear – log. Adaptado de Fu (2001)	54
Figura 24 - Mobilidade de dois sistemas diferentes. Adaptado de Ewins (2000)	55
Figura 25 - Fator de perda e amortecimento viscoso em função da frequência. Adaptado de McConnell (1995).....	56
Figura 26 - Exemplo do método do pico em uma FRF do tipo receptância. Adaptado de Rao (2011)	57
Figura 27 - Círculo de Nyquist para a receptância. Adaptado de Ewins (2000)	58
Figura 28 - Fotografia das molas como recebidas de fábrica. (a) mola seccionada (b) mola fechada.....	59
Figura 29 - Fotografia das molas após a preparação e suas dimensões	60
Figura 30 – Fluxo de trabalho experimental utilizada durante a pesquisa.....	62
Figura 31 - Analisador Dinâmico Mecânico (DMA), modelo Q800, da TA Instruments. Fotografia da mola tipo fechada na posição tracionada no clamp de tração.....	63
Figura 32 – Fotografia do sistema com um grau de liberdade (1GDL) da bancada experimental 1 (a) e ilustração (b) da montagem das minimolas na estrutura mecânica	64
Figura 33 - Montagem da bancada experimental 1 para a análise modal (a) setup geral da montagem, (b) sistema de aquisição de dados Quantum X e analisador dinâmico Keysight Technologies modelo 35670A, (c) gerador de funções da Keysight Technologies modelo 33220A e amplificador de sinais da Modal Shop modelo 2100E21.....	65
Figura 34 - Representação gráfica do teste de análise modal experimental.....	66
Figura 35 representação esquemática do SEAM.....	68
Figura 36 – (a) Fotografia da máquina de ensaios Instron E10000; (b) detalhe da instrumentação externa da marca HBM– célula da carga modelo S2M/10N e sensor indutivo de deslocamento modelo WA/10mm; (c) detalhe da fixação da mola nas garras da máquina de ensaios.	70
Figura 37 Fotografia da bancada experimental 2(a) Panorama geral da montagem com detalhe da conexão da mola e instalação do termopar, (b) montagem com o sistema de refrigeração forçada.	72

Figura 38 – Setup de montagem e medição das pás do aero gerador. (a) aparato experimental para mensurar o perfil das pás, (b) medida do angulo de torção da pá.	73
Figura 39 - Setup de medição do sistema pá e rotor. (a) teste em vibração livre (b) medidas de deflexão por carga concentrada na extremidade.	73
Figura 40 Desenho seccionado da pá para impressão 3D.....	74
Figura 41 Detalhe da parte S1 com as dimensões da cavidade retangular	74
Figura 42 - Fotografias do aero gerador. (a) montado na base inercial (b) posição dos sensores.....	76
Figura 43 - Modelo simplificado do conjunto aero gerador fixado numa base através de haste tubular.....	77
Figura 44 - Ilustração esquemática da implementação de mini molas LMF SE nas pás fabricadas por DMF.....	77
Figura 45 – Termogramas (a) Mola Fechada; (b) Mola seccionada.....	78
Figura 46 - Gráfico de Força x Deformação a temperatura ambiente	79
Figura 47 - Resposta ao impacto da mesa prismática sem molas LMF (a) no domínio do tempo (b) no domínio da frequência.....	81
Figura 48 - Função Resposta em Frequência (mesa prismática sem minimola LMF SE)	81
Figura 49 - Resposta ao impacto (a) excitação de entrada ou força de impacto, (b) resposta da aceleração lateral domínio do tempo com zoom (detalhe), (c) picos da resposta no tempo da aceleração lateral, (d) resposta no domínio da frequência entrada/saída.	82
Figura 50 - (a) Função resposta em Frequência, (b) detalhe amplificado dos picos na região de ressonância.	83
Figura 51 – Gráficos comparativos do amortecimento estrutural pelo MMQ, (a) sem mini mola LMF-SE; (c) com mini mola fechada, (e) com mini mola seccionada, (b), (d) e (f) zoom da região de pico.....	84
Figura 52 – Curvas FRF pelo método da largura de banda (a) mesa sem mini molas LMF-SE (b) com mini mola seccionada, (c) com mini mola fechada.....	85
Figura 53 - Diagrama de Nyquist para as três condições de teste	85
Figura 54 - Diagrama de Bode para a bancada experimental 1	87
Figura 55 - Diagrama de Nyquist para o SEAM	88
Figura 56 - Resposta em força das minimolas aplicadas ao SEAM (a) 3D força x deformação x tempo. (b) janela de 1 segundo na ressonância. (c) um ciclo na ressonância. (d) um ciclo na ressonância para cada associação de mola.....	91
Figura 57 - Curvas Força x deformação (mini mola fechada).....	92
Figura 58 – Curva de resposta (mini mola fechada) (a) energia dissipada versus amplitude de deformação, (b) rigidez secante versus amplitude de deformação.....	93
Figura 59 - Energia dissipada por volume de mini mola fechada em função da temperatura e deformação.	93

Figura 60 - Energia de dissipação em função da frequência e amplitude de deformação	94
Figura 61 - Rigidez secante em função da frequência e amplitude de deformação ..	95
Figura 62 - Variação de temperatura na mini mola fechada com 300% de amplitude de pico a pico em função da frequência.	96
Figura 63 - Energia dissipada por volume da mola tipo fechada em função da frequência e amplitude de deformação para a condição com refrigeração forçada. .	96
Figura 64 - Energia dissipada por volume da mola do tipo fechada para a condição sem refrigeração forçada.....	97
Figura 65 - Variação da rigidez das minimolas em função da frequência de excitação.	99
Figura 66 - FRF analíticas e experimentais do SEAM.....	100
Figura 67 - Sequência de construção da pá em ambiente CAD.....	101
Figura 68 - Formas modais e frequências naturais da pá simuladas pelo MEF.	103
Figura 69 - Densidade espectral da resposta ao impacto de uma das pás com região de 0 a 150Hz em zoom.	104
Figura 70 - Função Resposta em Frequência (FRF) em vibração livre para uma das pás.	104
Figura 71 - Gráfico da densidade espectral para a resposta ao impacto no sistema aero gerador sem as pás.	105
Figura 72 Comparativo visual entre as pás. (a) fabricadas. (b) pás originais.	106
Figura 73 teste em vibração livre da pá 1 em três condições sem e com 1 e com 2 minimolas atuando. (a) curvas da força de impacto no tempo. (b) resposta em aceleração no tempo. (c) coerência entre entrada e saída. (d) FRF acelerância....	107
Figura 74 - FRF acelerância para uma pá original e uma pá fabricada.....	108
Figura 75 – Espectrograma da aceleração captada no corpo do aero gerador durante o funcionamento para as três condições descritas com as pás originais.	109
Figura 76 - Rotor e estator do aero gerador.....	110
Figura 77 - Espectrograma da aceleração captada no corpo do aero gerador durante o funcionamento para as três condições descritas com as pás fabricadas sem a atuação das minimolas LMF SE.....	111
Figura 78 - Espectrograma da aceleração captada no corpo do aero gerador durante o funcionamento para as três condições descritas com as pás fabricadas por DMF com a atuação das minimolas LMF SE.	112

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Indicadores de Energia Renovável no Mundo de 2014 a 2017 (Sawin., 2015; Sawin., 2016; Sawin., 2017; Sawin., 2018).....	24
Tabela 2 - Top 10 dos países em capacidade acumulada até dezembro 2017 (Gwec, 2018).....	25
Tabela 3 - Comparativo de desempenho entre atuadores adaptado de (Jani <i>et al.</i> , 2014).....	39
Tabela 4 - Resposta em frequência dos elementos massa e rigidez da FRF	54
Tabela 5 - Relação entre tipos de amortecimento em regime permanente.....	55
Tabela 6 - Lista de frequências para o teste de vibração forçada todos os valores em Hz.....	67
Tabela 7 - Dados da mesa prismática e rigidez calculada	80
Tabela 8 - Amortecimento estrutural mensurado pelas três técnicas.....	86
Tabela 9 – Parâmetros de rigidez, amortecimento por histerese e fator de perda estimados pelo SEAM	89
Tabela 10 - Propriedades físicas da pá mensuradas/ajustadas.....	101
Tabela 11 - Carga aplicada na extremidade da pá e respectivos deslocamentos experimental e correspondente MEF.	102
Tabela 12 - Frequência natural e dados para o seu calculo.....	105
Tabela 13 Comparativo das massas entre as pás originais e fabricadas em gramas.	106
Tabela 14 Amplitude em dB dos picos observados na FRF aceleração da Figura 73 (d).....	108

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CLCD - Circular Liquid Column Damper
DMA – Dynamic Mechanical Analysis
DPE - Dissipação Passiva de Energia
DSC - Differential Scanning Calorimetry
DMF – Deposição de Material Fundido
EB - Elastomeric Bearings
EMF - Efeito Memória de Forma
FD - Friction Dampers
FMR - Fluidos Magneto Reológicos
FRF - Função Resposta em Frequência
FAST - Fatigue, Aerodynamics, Structures and Turbulence
GDL – Grau de Liberdade
INCT-EIE - Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia de Estruturas Inteligentes em Engenharia
LMF – Liga de Memória de Forma
LMF-SE – Liga de Memória de Forma Superelástica
LRB - Lead Rubber Bearings
MD - Metallic Dampers
MDFC - Métodos da Dinâmica dos Fluidos Computacional
MMQ - Método dos Mínimos Quadrados
MDF - Medium Density Fiberboard
NREL - National Renewable Energy Laboratory
PEA - Polímeros Eletroativos
PZT - Lead Zirconate Titanate
PVC - Policloreto de vinila
SFP - Sliding Friction Pendulum
STFT - Short-Time Fourier Transform
SEAM – Sistema de Estimativa de Amortecimento Material
TLD - Tuned Liquid Dampers
TMD - Tuned Mass Dampers
UFCG – Universidade Federal de Campina Grande
UFPB - Universidade Federal da Paraíba

VE - Viscoelastic Dampers

LISTA DE SÍMBOLOS

$X(\omega)$ - Deslocamento no domínio da frequência

$\dot{X}(\omega)$ - Velocidade no domínio da frequência

$\ddot{X}(\omega)$ - Aceleração no domínio da frequência

\dot{x} - Velocidade em função do tempo

\ddot{x} - Aceleração em função do tempo

$x(t)$ ou x - Deslocamento em função do tempo

$F(t)$ - Força em função do tempo

k - Rigidez

k_{res} - Rigidez na região de ressonância

k_{eq} - Rigidez equivalente do 1GDL

k_m^b - Rigidez equivalente das minimolas para baixa amplitude de deformação

k_m^a - Rigidez equivalente das minimolas para alta amplitude de deformação

k^* - Rigidez complexa

m - Massa

c - Amortecimento viscoso

h - Amortecimento por histerese

h_{eq} - Amortecimento equivalente por histerese do 1GDL

h_{LMF} - Amortecimento equivalente por histerese das minimolas LMF SE

$\alpha(\omega)$ - Receptância

$Y(\omega)$ - Mobilidade

$A(\omega)$ - Acelerância

$\theta_{A(\omega)}$ - Ângulo de fase da acelerância

$\theta_{Y(\omega)}$ - Ângulo de fase da mobilidade

$\theta_{\alpha(\omega)}$ - Ângulo de fase da receptância

η - Fator de perda

η_m^b - Fator de perda das minimolas na região de baixa amplitude

η_m^a - Fator de perda das minimolas na região de alta amplitude

ω - Frequência de excitação

X - Amplitude de deslocamento

ζ - Fator de amortecimento viscoso

E^* - Módulo complexo

E' - Módulo de armazenamento

E'' – Módulo de perda

ε - Deformação em função do tempo

ε_0 – Amplitude de pico de deformação

σ – Tensão mecânica em função do tempo

σ_0 – Amplitude de pico da tensão mecânica

δ - Ângulo de defasagem entre os módulos de perda e armazenamento

ω_1 - Frequência lateral esquerda

ω_2 – Frequência lateral direita

ω_r – Frequência central

F – Amplitude da força de excitação

L - Comprimento entre olhais, denominado comprimento útil

D - Diâmetro médio das espiras

d - Diâmetro do fio da mini mola

n - Número de espiras ativas

n – Número de severidade de alteração da rigidez da minimola LMF SE

Wd – Energia dissipada por ciclo

ω_n – Frequência natural em rad/s

F_n – Frequência natural em Hz

A_f - Temperatura final de transformação austenítica

M_f - Temperatura final de transformação martensítica

A_s - Temperatura inicial de transformação austenítica

M_s - Temperatura inicial de transformação martensítica

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
2.1	Importância da Energia eólica no Brasil e no Mundo	23
2.2	Problema vibracional em Turbinas Eólicas	26
2.3	Turbinas eólicas e o amortecimento em estruturas.....	30
2.4	Aplicações de Ligas de Memória de Forma em Engenharia de Estruturas..	39
2.5	Comportamento termomecânico e de amortecimento das LMF's	43
2.6	Vibração mecânica de sistemas com um grau de liberdade	46
2.7	Análise modal experimental e teórica.....	50
3	MATERIAIS E MÉTODOS	59
3.1	Materiais.....	59
3.1.1	Preparação das Amostras	60
3.2	Metodologia experimental	61
3.2.1	Fase 1 – Verificação das temperaturas de transformação de fase.....	62
3.2.2	Fase 2 – Determinação do offset de deformação	63
3.2.3	Fase 3 – Escolha do tipo de mola para a aplicação	63
3.2.4	Fase 4 – Caracterização termomecânica da minimola LMF SE selecionada na fase anterior	69
3.2.5	Fase 5 - Caracterização do aero gerador de 160 watts.....	72
3.2.6	Fase 6 – Análise modal numérica das pás do aero gerador.....	73
3.2.7	Fase 7 – Fabricação e testes de três pás.....	73
3.2.8	Fase 8 – Estudo experimental da influência das minimolas LMF SE na amplitude vibracional do aero gerador de 160 watts.....	75
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	78
4.1	Caracterização das molas LMF SE.....	78
4.2	Determinação do offset para as molas LMF SE	78
4.3	Seleção do tipo de minimola LMF SE	80
4.4	Verificar da influência da frequência, da amplitude de deformação, e da temperatura no amortecimento por histerese do tipo de mola selecionado na fase anterior.....	91
4.5	Características do aero gerador e análise modal das pás	100
4.6	Análise modal experimental das pás originais e aero gerador.....	103
4.7	Análise modal experimental das pás fabricadas	105

4.8	Resultado experimental da influência das minimolas LMF SE na amplitude vibracional do aero gerador em funcionamento.....	109
4.8.1	Sistema com as pás originais	109
4.8.2	Sistema com as pás fabricadas	111
5	CONCLUSÕES	113
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	114
	REFERÊNCIAS.....	115

1 INTRODUÇÃO

Com o crescente investimento em parques eólicos no Brasil, principalmente na região nordeste (Ereno, 2010), surge à necessidade de estudar o comportamento destas estruturas que estão efetivamente expostas a intempéries, sujeitando-as a excitações aerodinâmicas significativas. Além disso, principalmente com o crescimento do tamanho dos parques eólicos, variações abruptas na rede elétrica como: quedas de tensão; alterações na carga; acoplamento entre máquinas com diferentes capacidades de geração; também podem causar perturbações de ordem mecânica, induzindo vibrações que se distribuem por toda a máquina aero geradora, o que compromete a segurança e durabilidade (Fadaeinedjad *et al.*, 2008; Li *et al.*, 2013; Lin *et al.*, 2015; Zhanchi, 2016).

Como resultado, a redução da vibração em turbinas eólicas tornou-se uma área de investigação cada vez mais importante na indústria de turbinas eólicas (Ereno, 2010; Hemami, 2011). Diversos pesquisadores têm abordado este tema propondo modelos numéricos do comportamento dinâmico de aero geradores (Bermudez *et al.*, 2000; Thomsen *et al.*, 2000; Riziotis *et al.*, 2004; Gebhardt *et al.*, 2010; Ramdenee *et al.*, 2010; Sohn *et al.*, 2011; Ramdenee *et al.*, 2012; Staino *et al.*, 2012; Gebhardt e Roccia, 2014; Zhang, J. *et al.*, 2014). Além disso, outras pesquisas têm se focado na aplicação de estratégias de controle vibracional, passivas, ativas e semiativas, por meio de dispositivos amortecedores que, em todos os casos, acrescentam massa e/ou rigidez a estrutura, e em alguns casos ativos ou semiativos podem caracterizar um desperdício de energia durante as condições normais de operação (Enevoldsen e Mørk, 1996; John Arrigan, 2011; Fitzgerald *et al.*, 2013; Fitzgerald e Basu, 2014; Zhang, Z. *et al.*, 2014; Zhang e Nielsen, 2014; Zhang *et al.*, 2015; Basu *et al.*, 2016).

Por outro lado, estas soluções de controle vibracional são importantes, para que se possa assegurar a integridade estrutural das turbinas eólicas, assim como reduzir os custos com a geração de energia elétrica, além de aumentar a sua eficiência, o que torna o processo mais competitivo em relação a outras formas de geração de energia elétrica. Nesse cenário, encontrar soluções menos invasivas que promova uma redução significativa na amplitude de resposta vibracional e ao mesmo tempo, não acrescente valores significativos de massa e rigidez é de grande contribuição para a indústria eólica. Isto é possível com a aplicação de materiais

avançados como Ligas com Memória de Forma Superelásticas (LMF-SE) no controle passivo de vibrações. A aplicação de materiais inteligentes como forma de monitoramento e controle dinâmico é estudado desde o século XX, porém no Brasil, apenas após 2008, com a criação do Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia de Estruturas Inteligentes em Engenharia – INCT-EIE, que essa área avançou em número de pesquisas.

Apesar de esforços no sentido de modelar e aplicar novas tecnologias incorporando materiais inteligentes como as LMFs em dispositivos e estruturas, não se tem conhecimento de trabalhos com este tema em estruturas de pás de turbinas eólicas, principalmente no Brasil e apenas um trabalho foi encontrado no exterior. Karakalas *et al.* (2014) apresentam uma ponta de pás de turbina eólica com um dispositivo acionado por fios de LMF, o que não caracteriza uma aplicação de LMF como sistema de dissipação de energia, e sim como um atuador de um sistema que indiretamente controla a vibração de ponta de asa.

Sendo assim, essa temática proposta para a tese de doutorado confere um desafio científico e tecnológico importante, de caráter original e tecnologicamente pioneiro. Desta forma, a tese tem por objetivo o estudo de modelos teóricos de atenuadores de vibração LMF com validação experimental, bem como a construção de um protótipo de um conjunto de três pás incorporado atuadores LMF-SE em uma turbina eólica. Para isso foi realizado um estudo da influência de parâmetros como: amplitude do percentual de deformação, força de offset, frequência de carregamento e capacidade de amortecimento de um dispositivo LMF-SE, para atenuação dos níveis de vibração em um subsistema com um grau de liberdade. Os resultados indicam uma redução em mais de 40 % da amplitude da resposta em frequência comparado ao sistema sem o amortecedor. Experimentos com a incorporação do material LMF-SE nos protótipos das pás de uma turbina eólica de 160 W modelo AIR Breeze fabricado pela empresa Southwest Windpower, Inc., proporcionou uma redução da intensidade vibracional em regime permanente na ordem de 12 dB. Além disso, também foi capaz de reduzir a amplitude proveniente da variação abrupta de carga elétrica.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção é apresentado o campo de pesquisa em controle vibracional de turbinas eólicas. Inicialmente se exalta a importância da geração de energia eólica para a região nordeste como também para o Brasil, proporcionando a motivação para o projeto. Em seguida é apresentada uma exposição sobre as pesquisas e descobertas mais recentes relacionadas aos problemas vibracionais existentes em turbinas eólicas, bem como, as estratégias de controle abordadas por estes. Também é destacado a aplicação de LMFs no controle de vibrações mecânicas em estruturas da construção civil, que propicia a aplicação de LMFs no controle passivo de vibrações em turbinas eólicas. Além disso, se faz uma breve discussão sobre o princípio de funcionamento do efeito superelástico das LMFs e de como ele pode ser utilizado para dissipar energia. Por último é realizado uma breve revisão sobre vibração mecânica com amortecimento por histerese, além das técnicas de análise modal experimental e dos procedimentos de identificação experimental de amortecimento estrutural.

2.1 Importância da Energia eólica no Brasil e no Mundo

A primeira grande fonte de energia utilizada mundialmente foi de origem fóssil. Porém, em 1970 com a crise do Petróleo, vários países foram impulsionados a procurarem outros tipos de fontes de energia. Além disso, devido à emissão de gases resultantes da queima de combustível fóssil, surgiram as primeiras preocupações ambientais com as possíveis alterações climáticas. O que culminou na busca de alternativas capazes de suprir as necessidades energéticas, que fossem economicamente viáveis e gerassem o menor impacto ambiental possível. Essa busca foi maximizada, principalmente após a assinatura do Protocolo de Kyoto, em 1997, para a redução da emissão de gases do efeito estufa (Reis, 2011).

A partir do século XXI, estas alternativas foram denominadas fontes de energia renováveis, dentre as quais, a energia eólica vem se destacando em investimentos para pesquisa e desenvolvimento. Como pode ser observado na Tabela 1, de 2014 a 2017 a capacidade total de geração de energia elétrica mundial aplicando energias renováveis, sem contar com a geração por hidroelétricas, cresceu

anualmente saltando de 657 GW em 2014 para 1081 GW em 2017. Observa-se que deste montante, cerca de 539 GW correspondem à energia proveniente de geradores eólicos, o que representa um pouco mais de 50 % do total (Sawin., 2015; Sawin., 2018).

Tabela 1 - Indicadores de Energia Renovável no Mundo de 2014 a 2017 (Sawin., 2015; Sawin., 2016; Sawin., 2017; Sawin., 2018).

Energia	Unidade	2014	2015	2016	2017
Capacidade total sem incluir hidroelétrica	GW	657	785	922	1081
Capacidade total com hidroelétrica	GW	1712	1856	2017	2195
Hidroelétrica	GW	1055	1071	1096	1114
Biomassa capacidade	GW	93	106	114	122
Biomassa geração	TWh	433	464	504	555
Geotérmica capacidade	GW	12,8	13,2	13,5	13,8
Solar placa voltaica capacidade	GW	177	228	303	402
Concentração solar térmica	GW	4,4	4,7	4,8	4,9
Eólica capacidade	GW	370	433	487	539

Segundo dados do Conselho Mundial de Energia Eólica (Gwec, 2015) em 2014 o Brasil possuía 1,6% ou 5,9 GW do total da capacidade instalada no mundo, que naquele ano era de 370 GW, no final de 2017 o Brasil já possuía 2 % ou 12,763 GW, como pode ser observado na Tabela 2 do top dez países com maior capacidade instalada de geração de energia eólica, saltando da décima colocação para a oitava (Gwec, 2018). Além do mais, segundo a Associação Brasileira de Energia Eólica em 2014, foram instaladas 96 novas usinas eólicas, somando à Matriz Elétrica Brasileira, ao todo, 2.495,52 MW de potência instalada. Os estados contemplados com os novos empreendimentos nesse mesmo ano foram Rio Grande do Norte (751,64 MW), Rio Grande do Sul (654,88 MW), Ceará (595,31 MW), Bahia (343,80 MW), Pernambuco (79,90 MW) e Piauí (70,00 MW) (Abeeólica, 2015). Nos anos 2015, 2016 e 2017 foram instaladas novas usinas eólicas com 111, 81, 79 respectivamente, sempre contemplado na maioria dos anos os estados da região Nordeste, com acréscimo de Santa Catarina em 2015, do Maranhão e da Paraíba em 2017. O Brasil tem contabilizado até dezembro de 2017 ao todo 508 parques eólicos que juntos, geraram 40,46 TWh e deste montante 84 % ou 33,99 TWh foram gerados na região Nordeste (Abeeólica, 2016; 2017; 2018).

Tabela 2 - Top 10 dos países em capacidade acumulada até dezembro 2017 (Gwec, 2018).

	País	GW	%		País	GW	%
1°	China	188,392	35,0	6°	Reino Unido	18,872	4,0
2°	Estados Unidos	89,077	17,0	7°	França	13,759	3,0
3°	Alemanha	56,132	10,0	8°	Brasil	12,763	2,0
4°	Índia	32,848	6,0	9°	Canadá	12,239	2,0
5°	Espanha	23,170	4,0	10°	Itália	9,479	2,0
					Resto do mundo	82,391	15,0
					Total	539,123	100

Com este aumento de capacidade instalada, a fonte eólica passou de 4,4 % em 2014 para 8,10 % da matriz elétrica brasileira em 2017. O gráfico apresentado na Figura 1 ilustra a participação das fontes de geração na matriz elétrica brasileira ao final de um período de quatro anos. Observa-se uma tímida, porém crescente queda na dependência da fonte hidrelétrica ao mesmo tempo em que cresce a utilização de fontes renováveis. Segundo dados do boletim anual de geração eólica, em 2014 foram gerados 12 TWh de energia eólica, com fator de capacidade médio de 38%, e com média de geração de 2 GW médios, entre os meses de outubro a dezembro (Abeeólica, 2015). Em 2017 esse número cresceu para 42,25 TWh, com 62,52 % da geração realizada nos meses de julho a dezembro. O fator de capacidade da fonte eólica representa a proporção entre a geração efetiva da usina em um período de tempo e a capacidade total no mesmo íterim (Abeeólica, 2018). Esses números mostram a relevância da fonte eólica no cenário brasileiro.

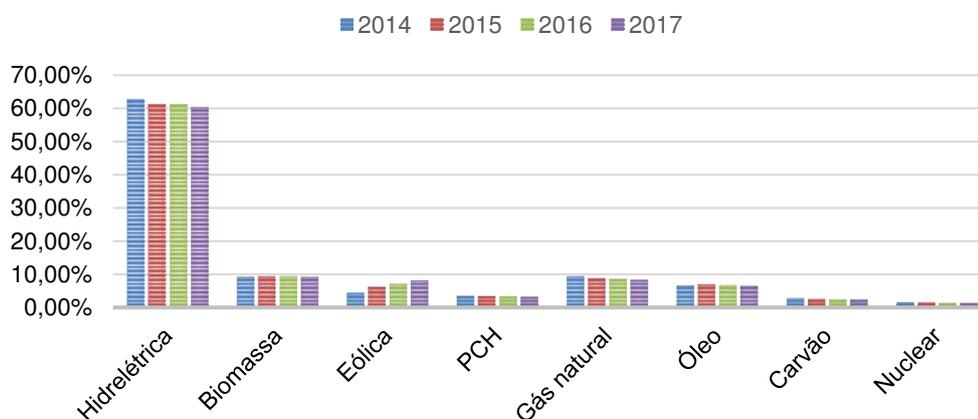


Figura 1 - Gráfico da matriz elétrica brasileira de 2014 a 2017 adaptado de (Abeeólica, 2015; 2016; 2017; 2018)

Além disso, o seguimento de turbinas eólicas de pequeno porte teve uma taxa de crescimento de 53 % entre os anos de 2007 e 2008, atualmente está crescendo a uma taxa menor que o seguimento de grande porte, porém apresenta um número significativo de empresas fabricantes pelo mundo que até o ano de 2008 eram 220 empresas, com um amplo portfólio de produtos com mais de 125 modelos (Ereno, 2010). Pelo menos 870000 turbinas de pequeno porte, ou mais de 755 MW, estavam operando em todo o mundo no final do ano de 2013. As aplicações incluem a eletrificação rural, bombeamento de água, o carregamento de baterias, nas telecomunicações, e pequenas turbinas cada vez mais utilizadas para substituir o diesel em locais remotos (Sawin., 2015).

2.2 Problema vibracional em Turbinas Eólicas

As turbinas eólicas são classificadas de acordo com a potência instalada, em pequeno, médio e grande porte com até 80 KW, de 81 KW a 500 KW e maior que 500 KW respectivamente. Além disso, podem ser classificadas de acordo com a área e diâmetro do rotor em: pequeno com diâmetro até 16 m e área até 200 m²; médio de 16 m a 45 m de diâmetro e de 200 m² a 1600 m² de área; Grande maior que 45 m de diâmetro e maior que 1600 m² de área. (Reis, 2011).

Em síntese o processo de geração de energia elétrica por meio de turbina eólica ocorre da transformação da energia cinética contida nos movimentos das massas de ar, em movimento de eixo ou energia cinética de rotação e por último em energia elétrica. Portanto o funcionamento de uma turbina eólica é multidisciplinar por natureza, envolvendo aspectos desafiadores como a meteorologia, aerodinâmica, processos de geração de eletricidade, controle dinâmico, engenharia civil, mecânica, estrutural e de materiais.

De forma geral uma turbina eólica é composta por um conjunto de pás montadas em um rotor, uma torre, um conjunto de transmissão mecânica e um conversor de energia mecânica em elétrica (Hemami, 2011). Turbinas convencionais (comerciais) utilizam pás recobertas em material compósito, normalmente fibra de vidro reforçada com algum tipo de polímero, mais outros materiais como a madeira laminada, também são utilizados (Hansen, 2015). Como podem ser observadas nos esquemas apresentados na Figura 2 as turbinas podem ser classificadas em dois

tipos, de acordo com a forma de montagem do eixo rotor, conhecidas como turbinas de eixo vertical e turbinas de eixo horizontal, ambas em relação ao solo.

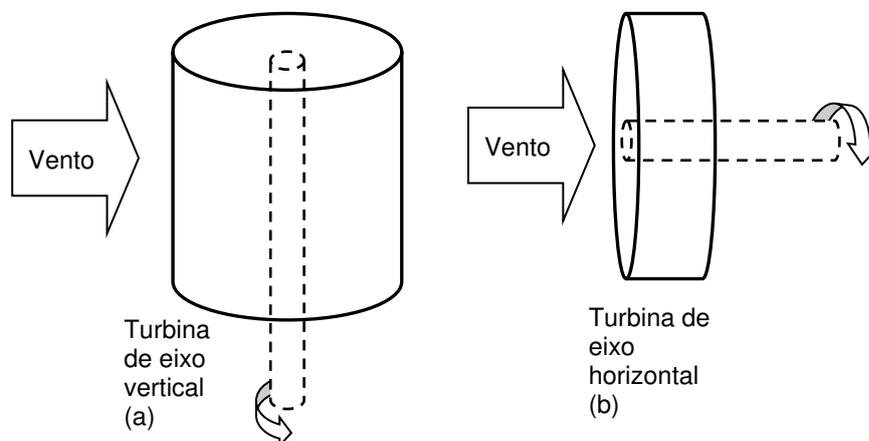


Figura 2 - Esquema representativo da configuração de montagem do eixo (a) Turbina de eixo vertical (b) Turbina de eixo horizontal (Adaramola, 2014).

As turbinas eólicas de eixo horizontal podem ser constituídas com uma, duas, três, quatro ou até múltiplas pás. As máquinas com eixo vertical são chamadas de Darrieus e Savonius, são normalmente utilizadas apenas para máquinas geradoras de pequeno porte, possuem algumas vantagens comparadas às máquinas de eixo horizontal como: larga faixa de velocidade de ventos podendo gerar energia com velocidades de vento de 2 m/s até 65 m/s, em quanto as máquinas de eixo horizontal funcionam de 6 m/s a 25 m/s; Além disso, as máquinas de eixo vertical produzem 50 % mais eletricidade anual com a mesma área molhada pelo vento que uma turbina de eixo horizontal entre outras vantagens (Jha, 2010; Pope *et al.*, 2010). Apesar destas vantagens, a turbina eólica de eixo vertical foge ao escopo deste trabalho e não será mais comentada. Para maiores informações consultar o trabalho de Jha (2010).

Para reduzir o custo e para tornar a energia eólica mais competitiva com outros métodos de produção, os fabricantes de turbinas eólicas de eixo horizontal estão produzindo turbinas com diâmetro cada vez maiores e, ao mesmo tempo, se concentrando em reduzir o custo de fabricação das turbinas, com a utilização de materiais avançados na confecção das camadas externas, bem como, nas estruturas internas das pás. O infográfico apresentado na Figura 3 ilustra a evolução do diâmetro com a capacidade de produção. (Linul e Marsavina, 2013).

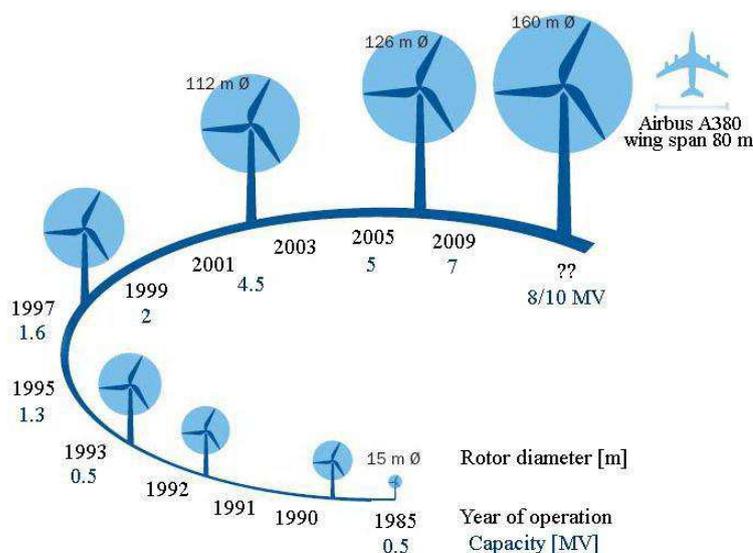


Figura 3 - Evolução do tamanho de pás para turbinas eólicas (Linul e Marsavina, 2013).

Por outro lado, esta tendência de aumentar o comprimento da pá também aumenta os riscos de ocorrer efeitos aero elásticos, incluindo fenômenos extremos como stall, divergência e flutter. Estes fenômenos de caráter vibracional são o resultado da combinação de forças aerodinâmicas, inerciais e elásticas. Para estudar o comportamento das pás sob os efeitos aerodinâmicos, se tem investido bastante na modelagem das turbinas sob condições de uso que podem provocar estes fenômenos (Bermudez *et al.*, 2000; Gebhardt *et al.*, 2010; Ramdenee *et al.*, 2010; Gebhardt e Rocca, 2014). A modelagem destes efeitos requer a análise simultânea de solicitações aerodinâmicas do fluxo do ar sobre as lâminas, o seu comportamento dinâmico e os efeitos sobre a estrutura. Ramdenee *et al.* (2012) propuseram modelos analíticos e numéricos desses fenômenos e seus impactos sobre lâminas de turbina eólica, com ênfase especial em métodos da Dinâmica dos Fluidos Computacional (MDFC).

Além destas cargas aerodinâmicas, outro problema também de ordem vibracional é a ocorrência de flutuações na velocidade de rotação do rotor. Estas flutuações são provenientes de falhas na rede elétrica ou na própria estrutura, que neste caso independem do comprimento da pá (Hansen, 2015). Apesar de se saber da existência destas flutuações, até o ano de 2010 ainda não se havia investigado com profundidade o impacto destas flutuações na vibração mecânica das pás das turbinas eólicas. Fadaeinedjad *et al.* (2008) investigaram o impacto da queda de tensão elétrica, provenientes da rede, na estrutura das torres das turbinas eólicas.

Estes autores verificaram que para determinados picos de duração na queda de tensão, existia uma indução de altos níveis de vibração mecânica na estrutura da torre, porem nada relatam a respeito das pás. Mais recentemente Zhanchi (2016) estudou o impacto das falhas de tensão elétrica nas pás de turbinas eólicas. Ele relatou que falhas na rede elétrica provocam cargas mecânicas transientes e induzem vibrações nas pás, além disso, a amplitude de vibração nas pás crescia com a magnitude da queda de tensão na rede.

Staino e Basu (2013) apresentam um estudo da influência de alterações na velocidade de rotação em uma turbina eólica de 5 MW por meio de simulação numérica. O modelo numérico utilizado por eles foi validado a partir de dados coletados em um relatório técnico emitido pelo Laboratório Nacional de Energia Renovável (National Renewable Energy Laboratory–NREL), pertencente ao departamento de energia dos Estados Unidos. Neste relatório, os pesquisadores obtiveram informações realísticas de projeto, bem como de funcionamento da turbina de 5 MW sob diversas condições de trabalho. De acordo com os resultados das simulações numéricas, os autores concluíram que as flutuações na velocidade de rotação, provocadas por falhas elétricas na rede, podem gerar considerável deterioração estrutural nas pás da turbina. Eles observaram que alterações repentinas na velocidade de rotação provocam intensas vibrações nas pás com deformações elásticas orientadas dentro do plano de rotação do rotor, conhecida na literatura por vibrações de *edgewise*, resultando em possíveis danos na estrutura da pá e até mesmo na torre.

Desta forma, as limitações na tecnologia de turbinas eólicas podem ser baseadas na dinâmica, na complexidade estrutural e nos sistemas de controle (Adaramola, 2014), com um destaque para as forças que atuam durante o seu funcionamento normal, envolvendo diferentes níveis de vibração mecânica e em diferentes partes do sistema. Vibrações em sistemas mecânicos não podem ser eliminadas por completo, mas podem ser reduzidas ou convertidas em geração de energia elétrica por elementos piezoelétricos ou outra estratégia apropriada.

Em síntese, nos resultados recentes, têm se focado em duas formas modais de vibração das pás em turbinas eólicas e são classificadas como *flap-wise* e *edgewise*. Como representado na Figura 4, no modo *flap-wise* as pás vibram na direção que aponta para fora do plano de rotação do rotor, no modo *edgewise* as pás

vibram dentro do plano de rotação. Na torre ainda são encontrados os modos *fore-aft* e lado a lado (*side-side*) além da vibração torcional do eixo do rotor.

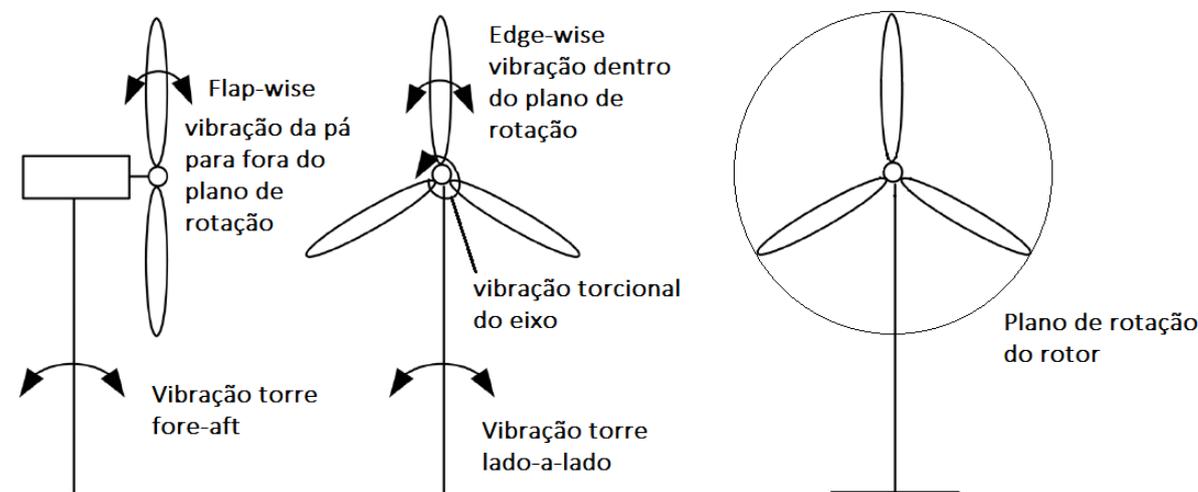


Figura 4 - Representação dos principais modos de vibrar de uma turbina eólica

2.3 Turbinas eólicas e o amortecimento em estruturas

As vibrações não controladas podem afetar a produtividade e reduzir a eficiência, devido ao impacto sobre os componentes mecânicos além da fadiga induzida nas lâminas, conduzindo a uma redução significativa da eficiência operacional, como também, da vida útil da turbina eólica. Portanto o controle de vibrações em turbinas eólicas vem se tornando um tópico de interesse dos fabricantes e pesquisadores (Hansen, 2007). Ainda que o controle de vibração estrutural tenha sido uma área ativa de pesquisa desde o final do século XX até os dias atuais, o desenvolvimento de estratégias de controle estrutural aplicado às turbinas eólicas é um campo relativamente novo de pesquisa (Adaramola, 2014), que ganhou maior atenção dos pesquisadores após o ano de 2010. Apesar disso, um número pequeno de trabalhos, foram apresentados buscando soluções para mitigar vibrações mecânicas observadas nas pás de turbinas eólicas.

Em geral, os sistemas de dissipação de energia aplicáveis a estruturas são: o isolamento de base; a Dissipação Passiva de Energia (DPE) e o controle ativo. Na Figura 5 (a) se apresenta uma representação esquemática de uma estrutura convencional a partir da qual se ilustra as técnicas de Dissipação Passiva de Energia

na Figura 5(b), e a técnica de controle ativo de vibrações na Figura 5(c) (Housner *et al.*, 1997; Soong e Spencer Jr, 2002).

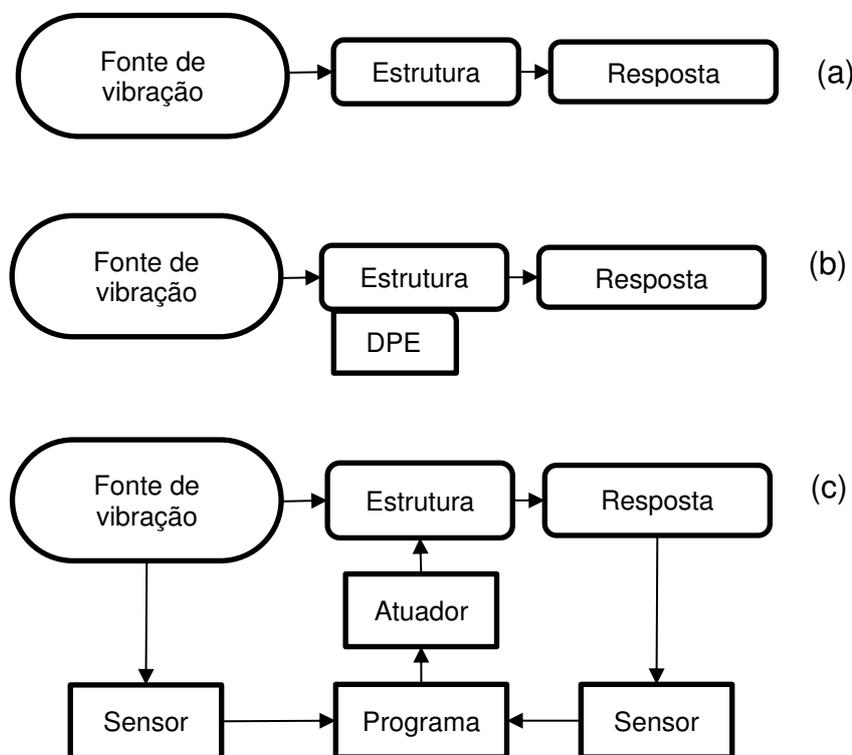


Figura 5 - Esquemas de estrutura sem e com controle vibracional: (a) Estrutura convencional sem controle, (b) Estrutura com Dissipação Passiva de Energia (DPE), (c) Estrutura com controle ativo de vibrações. Adaptado de Soong e Spencer Jr (2002).

O isolamento de base é a mais comum entre estas técnicas, e normalmente se utilizam: Elastomeric bearings (EB), Lead Rubber Bearings (LRB) e Sliding Friction Pendulum (SFP) como dispositivos de isolamento em estruturas de engenharia. Na Figura 5(a) a estrutura possui amortecimento interno e está submetida a uma fonte de excitação e responde com oscilações não controladas. Na Figura 5(b) é implementado um DPE na estrutura que controla as oscilações da resposta. De maneira geral este DPE funciona segundo os seguintes princípios: dissipação por atrito seco entre superfícies sólidas; transformação de fase em metais; deformações visco elásticas em sólidos e/ou fluidos; e por último escoamento fluido entre superfícies sólidas.

Os dispositivos DPE mais comumente encontrados nas estruturas são denominados como: amortecedores metálicos (Metallic Dampers - MD); amortecedores de atrito seco (Friction Dampers - FD); amortecedores visco elásticos

(Viscoelastic Dampers - VD); amortecedor de massa sintonizável (Tuned Mass Dampers -TMD); e amortecedor de líquido sintonizável (Tuned Liquid Dampers - TLD). Nesta estratégia de controle vibracional, os dispositivos são implementados na estrutura de forma a ampliar a dissipação estrutural natural já existente (Soong e Spencer Jr, 2002).

Já os sistemas de controle vibracional ativos esquematicamente representados na Figura 5(c), assim como os semiativos e híbridos não esquematizados na Figura 5, são tidos como uma evolução natural dos sistemas passivos. Podem ser descritos como um dispositivo de distribuição de força de amortecimento que se integra a um programa de processamento de tempo real. Os sensores instalados na estrutura transmitem informações ao programa que processa e responde por meio de atuadores, também instalados na estrutura, dosando a força de amortecimento. Os sistemas ativos mais aplicados são: sistemas de suportes ativos, amortecedores de massa ativos, sistemas de rigidez variável ou sistema de amortecimento variável, e com moderada utilização estão os sistemas com materiais inteligentes (Soong e Spencer Jr, 2002).

Estas mesmas estratégias de controle aplicadas em estruturas da construção civil são abordadas em pesquisas para o controle vibracional em turbinas eólicas. Murtagh *et al.* (2008) apresentaram uma investigação qualitativa do efeito da utilização de um TMD para controle passivo de vibrações em uma torre de turbina eólica. Neste trabalho, os autores incluem um TMD em um modelo analítico simplificado, previamente desenvolvido por eles, que descreve a interação dinâmica entre o rotor de três pás e a torre. Como resultado eles obtiveram, através de simulação numérica, a resposta do sistema no domínio do tempo para diferentes velocidades de rotação do rotor e diferentes percentuais de amortecimento. Na Figura 6 se apresenta o esquema de ligação de um TMD em uma turbina eólica offshore estudado por Lackner e Rotea (2011). Os autores se utilizam de um software de simulação aero elástica (FAST – Fatigue, Aerodynamics, Structures and Turbulence) modificado para analisar a resposta dinâmica da turbina eólica e fizeram um estudo paramétrico para otimização dos parâmetros do TMD. Segundo eles, o TMD pode ser utilizado para aprimorar o amortecimento estrutural de turbinas eólicas flutuantes.

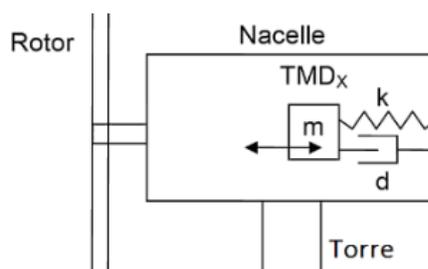


Figura 6 - Esquema de um TDM instalado na Nacelle adaptado de Lackner e Rotea (2011)

Um isolamento de base é proposto por Van Der Woude e Narasimhan (2014) para reduzir a resposta dinâmica de uma turbina eólica. Os autores investigaram a utilização de LRB (Lead Rubber Bearings) em conjunto com amortecedor linear viscoso. Ao contrário do que se faz neste tipo de controle vibracional, o isolamento foi colocado logo a baixo da Nacelle e não na base da torre, como ilustrado na representação esquemática simplificada na Figura 7. Estudos paramétricos foram realizados para demonstrar a eficiência e selecionar os parâmetros do isolamento. Os modelos foram implementados no programa COMSOL Multiphysics de elementos finitos. Testes com simulações de abalos sísmicos, rajadas de ventos e combinação destas fontes de excitação foram realizados.

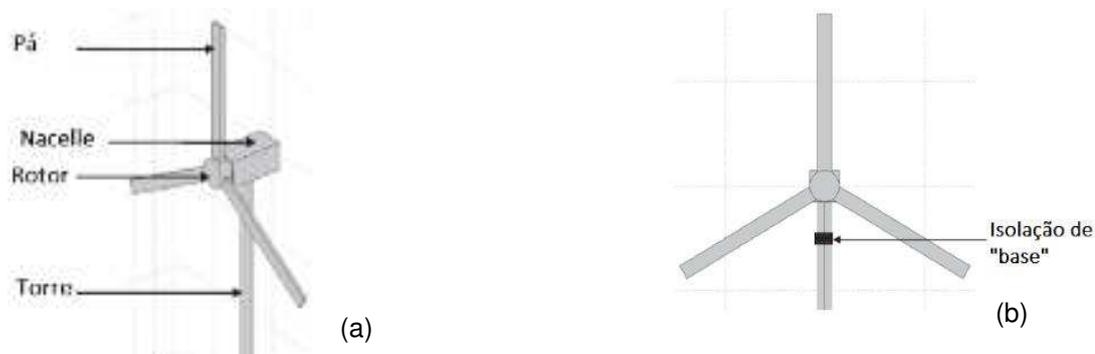


Figura 7 - Esquema simplificado da turbina eólica (a); localização do isolamento (b). adaptado de Van Der Woude e Narasimhan (2014).

Um TLD (Tuned Liquid Damper) em coluna foi proposto por Mensah e Dueñas-Osorio (2014) para o controle passivo de vibrações em uma turbina eólica. Foram realizadas duas configurações de testes, na primeira eles utilizaram apenas um TLD em coluna e na segunda acrescentaram outro TLD em coluna. Na Figura 8(b) são esquematizados os TLDs em coluna e a posição onde foram instalados na Figura 8(a). Os autores demonstraram que com apenas o TLD em coluna 1 com 1 % da massa

da turbina eólica, instalado na posição indicada na Figura 8(a), era capaz de reduzir em 47 % a amplitude da resposta dinâmica e além disso, eles construíram uma curva de fragilidade que demonstrou um ganho de 8% na confiabilidade da torre em relação a mesma torre sem o TLD em coluna. Na segunda configuração, com a adição do segundo TLD, o que resultou em uma razão de massas total de 1,5 % (somadas as massas dos dois TLDs), foi observado uma redução em 53 % da amplitude da resposta dinâmica e um acréscimo de confiabilidade de 11 %. Todos os testes foram realizados em ambiente computacional.

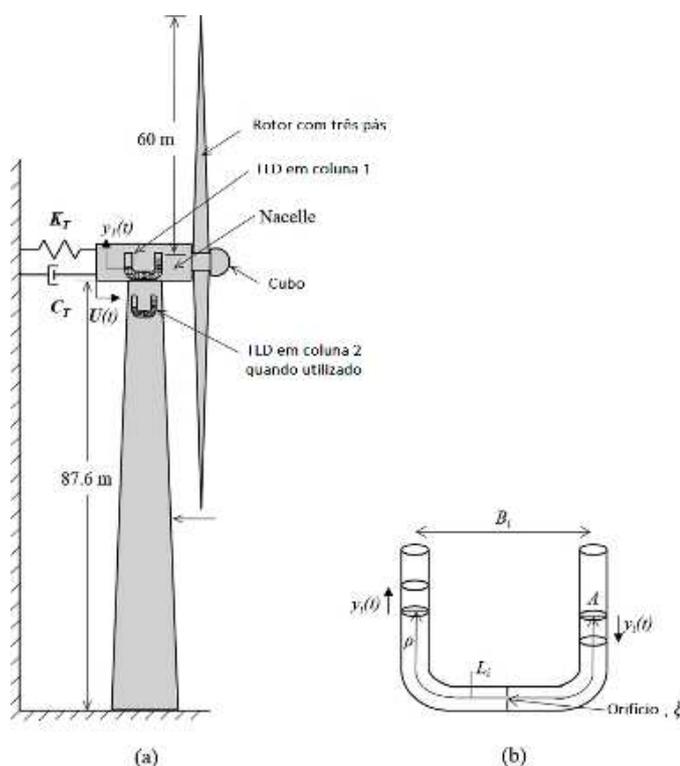


Figura 8 - (a) Esquematização do posicionamento da montagem dos TLD em coluna; (b) Esquema do TLD em coluna. Adaptado de Mensah e Dueñas-Osorio (2014)

Basu *et al.* (2015) propõem, o que eles denominam de novo tipo de controle por amortecimento passivo de vibrações edgewise em pás de turbinas eólicas. O amortecedor é uma variante do TLD em coluna de líquido e é denominado como amortecedor circular de coluna de líquido (CLCD-Circular Liquid Column Damper). Os autores descrevem o princípio de funcionamento do CLCD a partir das forças centrífugas existentes no rotor da turbina eólica. O CLCD é um anel tubular com uma massa líquida confinada no tubo. Segundo os autores, a forma circular do CLCD permite uma definição consistente do comportamento dinâmico do líquido independentemente da posição no amortecedor. A Figura 9 (a) contém uma

representação esquemática da ideia dos autores e a Figura 9 (b) a posição da massa líquida devido às forças centrífugas adotados para uma simulação computacional. Foram realizadas simulações do rotor com e sem o CLCD para diversas condições de vento. Os resultados apontam uma redução da deflexão da ponta das pás em 24 % com uma velocidade de vento de 15 m/s e intensidade de turbulência de 0,1. Além disso, os autores avaliaram a performance do CLCD para diversas velocidades de rotação de rotor resultando que para um controle aceitável o rotor não poderia estar a baixo de 1,1 rad/s.

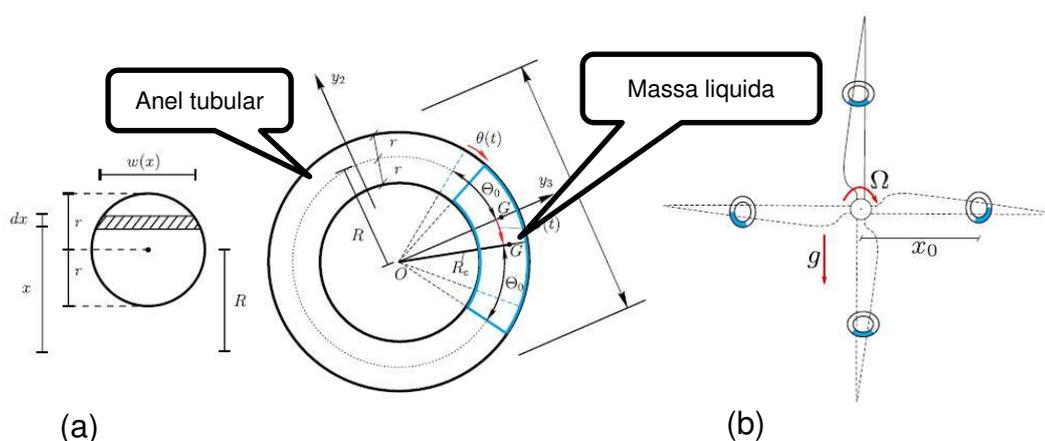


Figura 9 - Ilustração do amortecedor passivo por coluna de líquido circular (a); (b) posição da massa líquida devido às forças centrífugas. adaptado de Basu *et al.* (2015)

Zhang e Nielsen (2014) também investigaram a performance de um TLD e acrescenta um amortecedor de rolos, como forma de controle passivo de vibrações de edgewise em pás de turbina eólica. Os autores construíram um modelo matemático da estratégia de controle e testaram por simulação numérica. Os resultados das simulações apontam uma maior eficiência para o amortecimento por rolamento, porém segundo os autores, o amortecimento por coluna de líquido oferece algumas vantagens práticas exclusivas como, ser de simples ajuste e livre de manutenção. Apresenta-se na Figura 10 uma ilustração da idealização dos autores. Após a otimização dos parâmetros para cada tipo de amortecedor proposto, os autores encontraram uma redução de amplitude vibracional de 25,63 % utilizando o TLD e 36,57 % para o amortecedor com rolos.

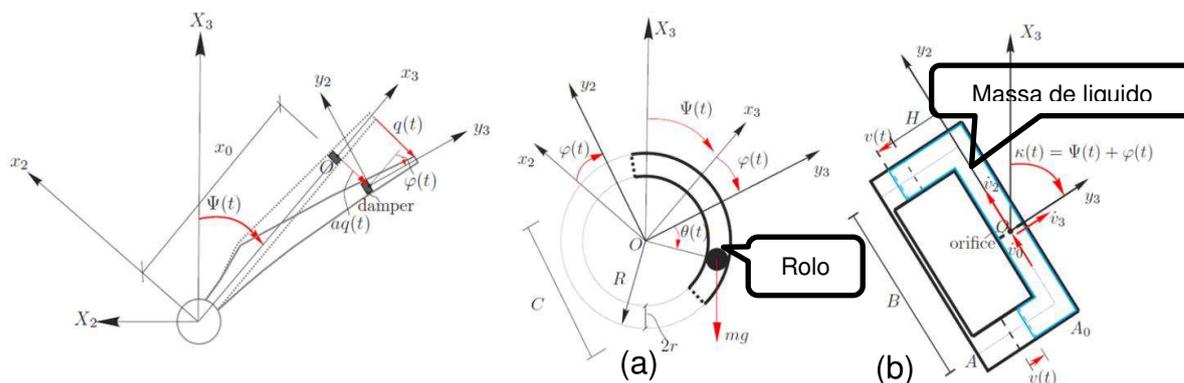


Figura 10 - Ilustração contendo a definição de coordenadas do sistema, geometria e graus de liberdade. (a) detalhe geométrico do amortecedor por rolamento e (b) detalhe do TLD por coluna de líquido. adaptado de Zhang e Nielsen (2014).

Staino e Basu (2015) propuseram um atuador linear ativo para o controle de vibração em pás de turbinas eólicas. Nesta estratégia de controle, os autores instalaram no interior das pás, tendões de aço, representados pelas linhas em vermelho, como ilustrado na Figura 11 e acionados por atuadores hidráulicos não representados na ilustração. Inicialmente o atuador foi proposto para suprimir vibrações de *edgewise*. Porém, os autores perceberam que com uma alteração no ângulo na montagem física dos tendões no interior da pá, esta estratégia de controle poderia suprimir também as vibrações de *flap-wise*. Esta estratégia funciona promovendo um cabo de ancoragem variável em função de uma lei de controle. Aproveitaram da estrutura oca das pás para instalar os cabos em suportes montados neste espaço (interior das pás) e conectar na outra extremidade a atuadores instalados na nacelle, desta forma não interferem na performance do projeto aerodinâmico das pás. Os resultados das simulações mostram uma redução na amplitude de pico da deflexão das pás em mais de 45% nas vibrações de *flap-wise* em comparação com as amplitudes de pico sem o controle.

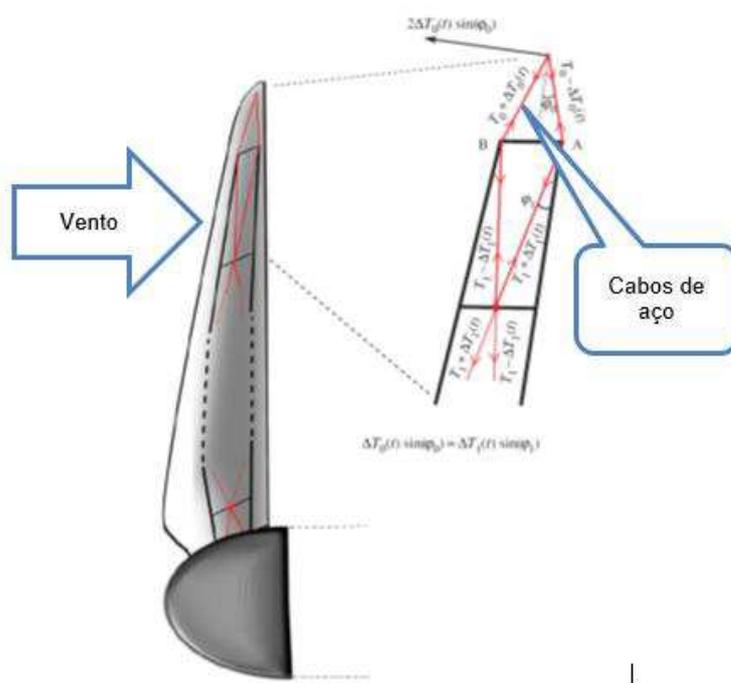


Figura 11 - Esquema ilustrativo da estratégia de controle vibracional em pás de turbinas eólicas utilizando tendões ativos destacados em vermelho. adaptado de Staino e Basu (2015).

John Arrigan (2011) apresentou um controle semiativo baseado em um TMD (Tuned Mass Damper - TMD) aplicado para suprimir vibrações de flapwise em pás de turbinas eólicas. O semiativo TDM desenvolvido por eles, aplica um algoritmo de rastreamento de frequência baseado na técnica de transformada de Fourier de curta duração (short-time Fourier Transform – STFT). Para isso, os autores investigaram a variação da frequência natural das pás devido a rigidez centrífuga, para diferentes velocidades de rotação.

Além das pesquisas que buscam desenvolver sistemas de controle para mitigação das vibrações mecânicas de forma passiva, ativa e semiativas atuando diretamente no rotor e ou pás, existe outro campo de estudos que procura desenvolver rotores com pás denominadas inteligentes, smart rotors ou smart blades. O rotor inteligente é composto por pás que são capazes de alterar suas formas em função das condições de ventos e ou carga aerodinâmica. Nesta categoria de projeto de pá, existe uma numerosa gama de abordagens que podem ser desde superfície aerodinâmica controlável até atuadores com materiais inteligentes. No controle de geometria das pás são aplicados flaps estilo aileron, controle de camber, torção ativa e controle da camada limite (Adaramola, 2014). Um protótipo de smart rotor é apresentado na Figura 12 (a). Nesse protótipo pretende-se suprimir a vibração por

meio de flaps acionados por motores elétricos detalhados na Figura 12(c-d), estes flaps são instalados na extremidade da pá como pode ser visualizado na Figura 12(a-b) (Berg *et al.*, 2014).

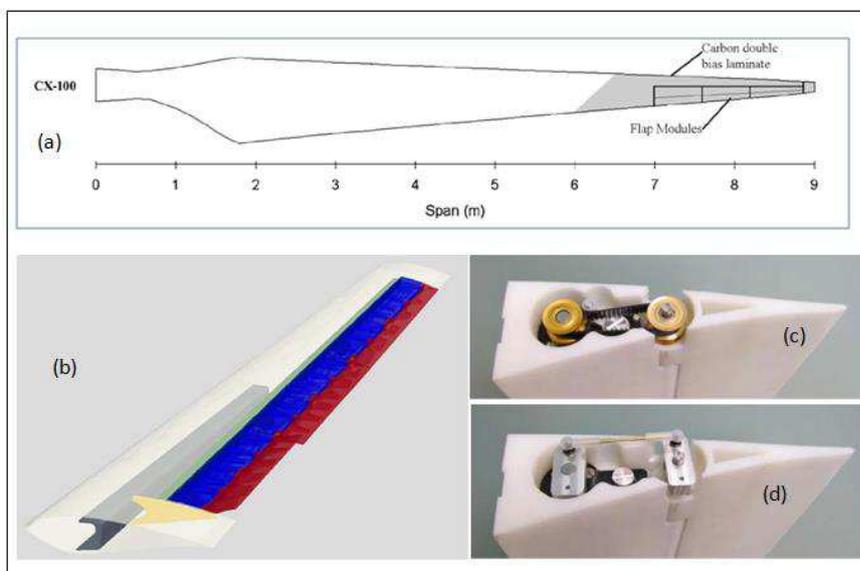


Figura 12 - Protótipo de um smart rotor (Berg *et al.*, 2014)

Karakalas *et al.* (2014) apresentou o projeto e simulação de uma seção de pás de turbinas eólicas (morphing), que podem alterar sua curvatura usando mecanismos articulados acionados por atuadores de LMF. Com a finalidade de produzir coeficientes de sustentação que permitem reduzir as variações das forças aerodinâmicas aplicadas sobre a seção. A Figura 13 contém uma representação esquemática do conceito de borda de fuga proposto pelos autores, no qual é possível observar a implementação de fios com LMF como atuadores de deslocamento linear.

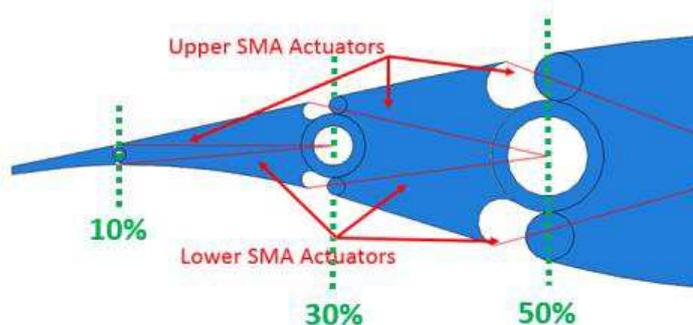


Figura 13 - Conceito de borda de fuga Morphing com os atuadores de LMF em destaque vermelho (Karakalas *et al.*, 2014).

2.4 Aplicações de Ligas de Memória de Forma em Engenharia de Estruturas

Estruturas equipadas com materiais inteligentes são consideradas como sistemas que automaticamente ajustam suas características estruturais em resposta a um distúrbio externo, proveniente de qualquer fonte (Leo, 2007). Desta forma, estas estruturas podem suportar de maneira satisfatória carregamentos dinâmicos como abalos sísmicos, cargas aerodinâmicas entre outras, contrastando fortemente com as estruturas convencionais de engenharia. Desde a década de 1990, o interesse neste campo de pesquisa vem crescendo fortemente. Um dos motivos para isso talvez esteja associado ao impacto das alterações climáticas que acentuam as intempéries e conseqüentemente podem provocar carregamentos dinâmicos ainda mais intensos nas estruturas expostas ao meio ambiente. Em sendo assim, os materiais avançados considerados “inteligentes”, como as Ligas de Memória de Forma (LMF), os materiais Piezelétricos (PZT), os Fluidos Magneto Reológicos (FMR), os Polímeros Eletroativos (PEA), entre outros, quando aplicados em estruturas convencionais lhes atribuem a qualidade de “estrutura inteligente” (FiscoeAdeli, 2011a,b). Assim, o desenvolvimento de estruturas e sistemas ativos aplicando materiais inteligentes aparece como um dos grandes desafios da engenharia moderna.

Entre os materiais inteligentes, um dos que vem se destacando por seu potencial de aplicabilidade, principalmente como atuador, são as LMFs. Esses metais especiais possuem excelente razão trabalho/volume (da ordem de 10 J/cm^3), ficando acima até de atuadores convencionais como o atuador do tipo hidráulico, que possui uma relação trabalho/volume da ordem de 5 J/cm^3 (Jani *et al.*, 2014). Uma comparação do desempenho de alguns tipos de atuadores é resumida na Tabela 3.

Tabela 3 - Comparativo de desempenho entre atuadores adaptado de (Jani *et al.*, 2014).

Tipo de atuador	Tensão MPa	Deformação (%)	Frequência (Hz)	Trabalho / volume J/cm^3	Potência/volume W/cm^3
LMF NiTi	200	10	3	10	30
Cerâmica PZT	35	0,2	5000	0,035	175
Mono cristal PZT	300	1,7	5800	2,55	15000
Músculo humano	0,007 -0,8	1-100	2-173	0,035	0,35
Hidráulico	20	50	4	5	20
Pneumático	0,7	50	20	0,175	3,5

Além disso, as LMFs superelásticas possuem uma grande capacidade de dissipação de energia através de seu loop histerético, o que as tornam em uma atraente alternativa de material amortecedor. Existem muitas variantes de LMF, sendo as mais comuns as ligas de níquel-titânio, níquel-alumínio, cobre-zinco-alumínio, e de alumínio-cobre-berílio. Entre estas a mais conhecida e com maior número de aplicações comerciais são as ligas de níquel-titânio (Hartl e Lagoudas, 2008). A taxa de deformação e as propriedades termomecânicas são parâmetros importantes para entender o comportamento das LMF como amortecedor, uma vez que a capacidade de absorver energia das LMF sob carregamento cíclico é fortemente afetada em função destes parâmetros (Rao *et al.*, 2015).

Nos últimos dez anos (2006 a 2016), elementos fabricados com LMF em forma de fios, molas, cabos e barras estão sendo estudados para serem utilizados como dispositivos de reforço em muitas aplicações da engenharia civil, como pontes, viadutos e edifícios devido a excelente capacidade de dissipação de energia e em sistemas resistentes a abalos sísmicos, devido ao efeito de memória de forma (Song *et al.*, 2006; Rao *et al.*, 2015). Neste contexto, Torra *et al.* (2013) analisaram experimentalmente a resposta dinâmica de uma ponte estaiada equipada com um dispositivo fabricado em LMF-SE. Os autores relatam que houve uma redução de 50 % nas amplitudes de oscilação sofridas pela estrutura. Além disso, apesar da dependência térmica do comportamento da LMF empregada, o dispositivo apresentou boa resposta mecânica tanto no verão, onde são atingidas temperaturas de até 40 °C, quanto no inverno, onde as temperaturas poderiam cair até cerca de - 20 °C, ratificando assim o potencial desses materiais. A Figura 14 apresenta uma ilustração de uma das montagens utilizada pelos autores.

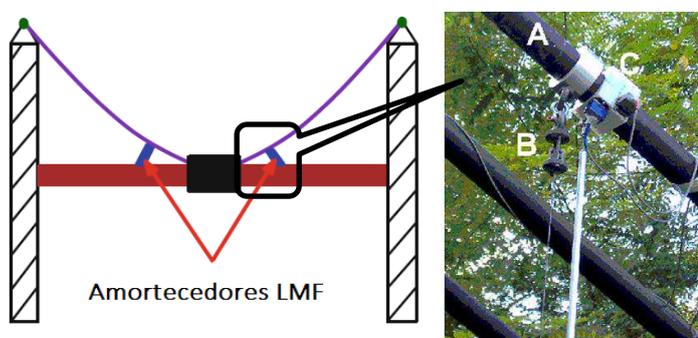


Figura 14 – (a) Ilustração da montagem dos dispositivos LMF na ponte estaiada. Fotografia (b) detalhe **A** cabo de sustentação; detalhe **C** dos acelerômetros; detalhe **B** amortecedor LMF. Adaptado de Rao *et al.* (2015)

Gur e Mishra (2013) propuseram uma estratégia de otimização de projeto estrutural baseado em testes vibracionais estocásticos. Os autores associaram um dispositivo LMF-SE com um isolador sísmico EB (Elastomeric Bering), como ilustrado da Figura 15. O desempenho do conjunto foi avaliado para um modelo físico de um edifício de vários andares, com base na análise da resposta do edifício com o isolador submetido a um deslocamento de base que simula um sinal real de um terremoto gravado previamente. O dispositivo de isolamento é composto por uma superfície de contato aço-teflon. A LMF-SE tinha a função de um limitador e também contribuiu para dissipar quantidades significativas de energia através de histerese induzida por transformação de fase. Segundo os autores, o comportamento da resposta estocástica revelou uma combinação de coeficiente de atrito e a força relativa a transformação da LMF que foi capaz de minimizar a aceleração do solo, maximizando a eficiência do isolamento em relação ao sistema EB puro.

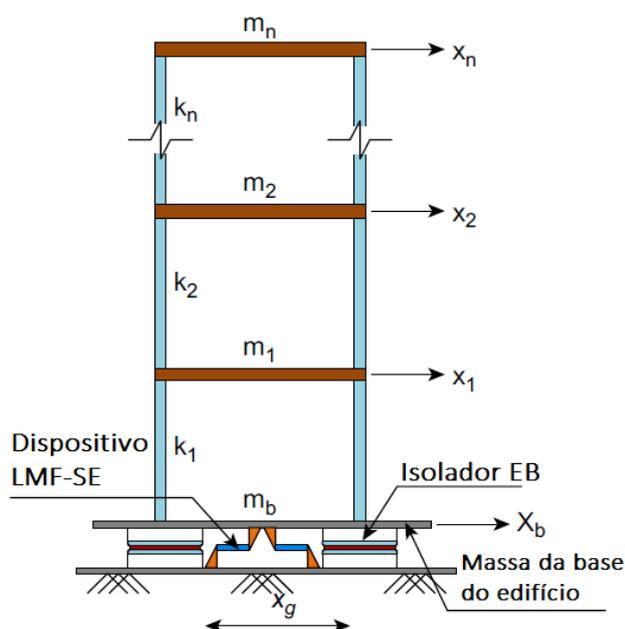


Figura 15 - Ilustração adaptada do isolamento de base utilizado no trabalho de Gur e Mishra (2013)

Vários outros pesquisadores estudaram a aplicação de LMFs em estruturas para dissipação de energia (Zhang e Zhu, 2007; Ozbulut *et al.*, 2011; Bitaraf e Hurlbaeus, 2013) e mais recentemente Nan *et al.* (2016) apresentaram um amortecedor em forma de anel fabricado em LMF-SE com 257mm de diâmetro externo, 202mm de diâmetro interno e 57mm de espessura. Os autores instalaram o

anel LMF-SE em uma estrutura de aço fixado por estaios de cabos de aço conforme mostrado na Figura 16.

A estrutura foi excitada por um atuador hidráulico da marca MTS com capacidade de 1000 KN, destacado no campo superior direito da Figura 16(a), e as respostas de força e deslocamento foram captadas por sensores instalados como mostrado nos detalhes da Figura 16 (c) e (d). Foram realizados loops de carregamento mecânico quase estáticos. Os resultados apontam para uma alta dissipação de energia mais de 10 KN.m, com um considerável coeficiente de amortecimento chegando a 11 %, porém com uma baixa capacidade de reorientação do centro da estrutura.

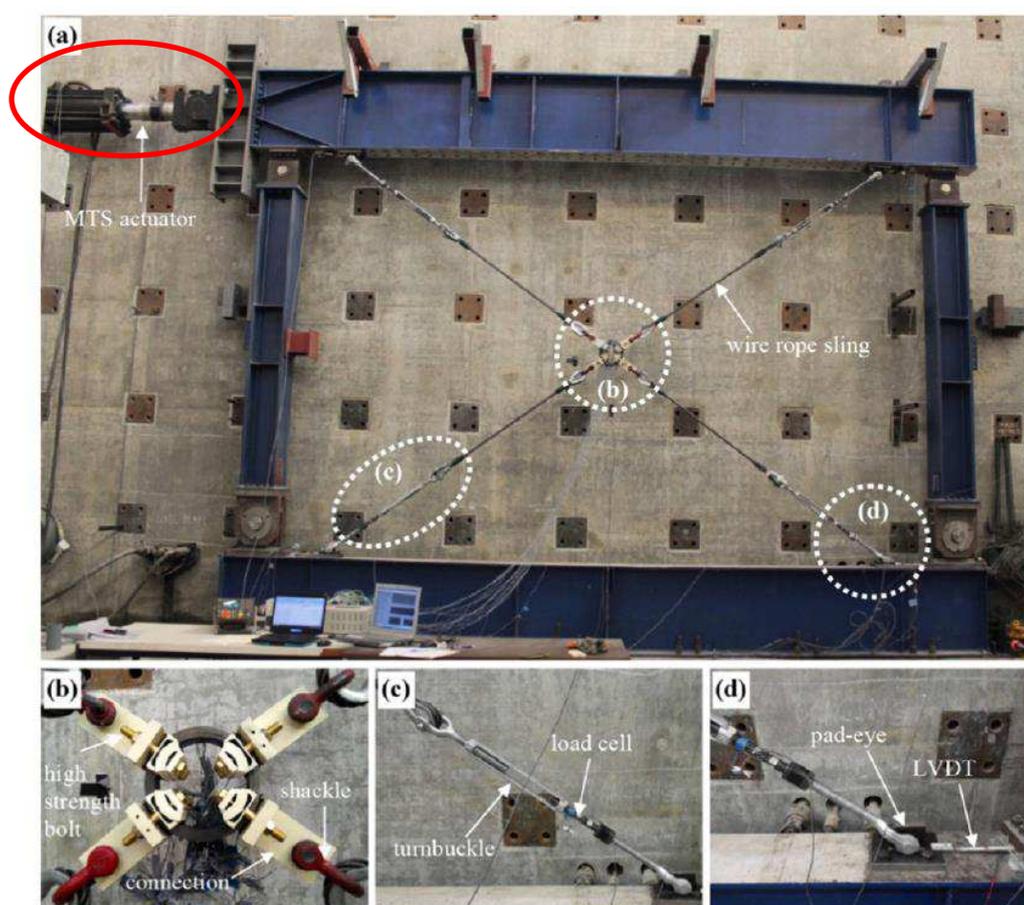


Figura 16 – Fotografia da montagem experimental. (a) vista geral da montagem; (b) detalhe do anel LMF-SE e as conexões em aço; (c) esticador e célula de carga; (d) conexão olhal e LVDT. Adaptado de Nan *et al.* (2016).

Gur *et al.* (2015) estudou a aplicação de LMF como amortecedor em um sistema de barra simplesmente apoiada e comparou com um amortecedor viscoso

aplicado ao mesmo sistema. Os autores relatam que ao contrário de um amortecedor viscoso o amortecimento realizado pela LMF, absorve a energia da frequência fundamental e dos modos mais altos. Ressaltando que o amortecimento viscoso, quando na frequência fundamental, transfere parte da energia para os modos mais altos. Os autores também relataram que a rigidez desenvolvida pelo amortecedor de LMF foi significativamente menor que a rigidez do amortecedor convencional viscoso. Além disso, quantitativamente o amortecimento do sistema mecânico, mostrou melhor desempenho para o amortecedor de LMF que para o amortecedor convencional viscoso sob diferentes intensidades de excitação, frequência, temperatura e velocidade de deformação.

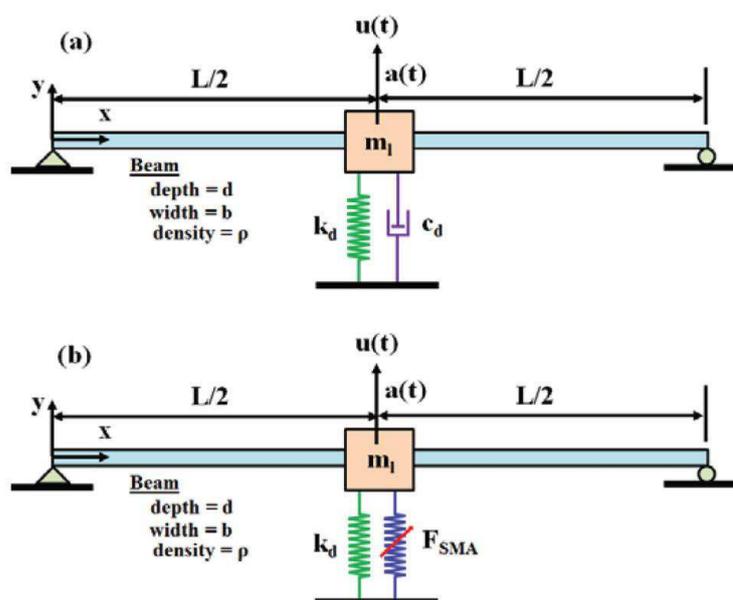


Figura 17 - Ilustração do sistema estrutural (a) com amortecimento viscoso e (b) com amortecimento LMF (Gur *et al.*, 2015)

2.5 Comportamento termomecânico e de amortecimento das LMF's

O infográfico da Figura 18 resume os principais tipos de efeitos de uma LMF termo ativada. No Efeito Memória de Forma (EMF) simples, a LMF inicialmente se encontra no estado martensítico a uma temperatura abaixo da M_f (temperatura final de transformação martensítica) no ponto (1) do infográfico, sem alterar a temperatura, um carregamento mecânico provoca uma deformação aparentemente plástica e o material sai de (1) e vai para (2). Ao remover a carga o material permanece

martensítico, porém deformado e vai para o estado (3), se agora ocorrer um aquecimento até atingir a temperatura A_f (final de transformação austenítica) o material passa de martensita deformada para austenita e ao mesmo tempo recuperando a forma que tinha em (1). Se for resfriado a LMF retorna ao estado martensítico (1). No EMF duplo, a LMF muda de forma entre os estados (3) e (4) apenas pela alteração da temperatura. Quando a temperatura é alterada para um valor acima de A_f a LMF se encontra no estado austenítico e possui uma forma pré memorizada para o estado “quente” (4), se a LMF for resfriada para uma temperatura abaixo de M_f ela irá assumir outra forma que foi pré memorizada para o estado “frio” (3). No efeito pseudoelástico também conhecido por superelástico, a LMF se encontra a uma temperatura superior a A_f no estado austenítico como indicado em (4). Se um carregamento mecânico for imposto a LMF ela irá se transformar em martensita orientada por deformação mecânica passando para o estado (5). Caso o carregamento seja removido, a LMF retorna ao estado austenítico sem deformação residual aparente.

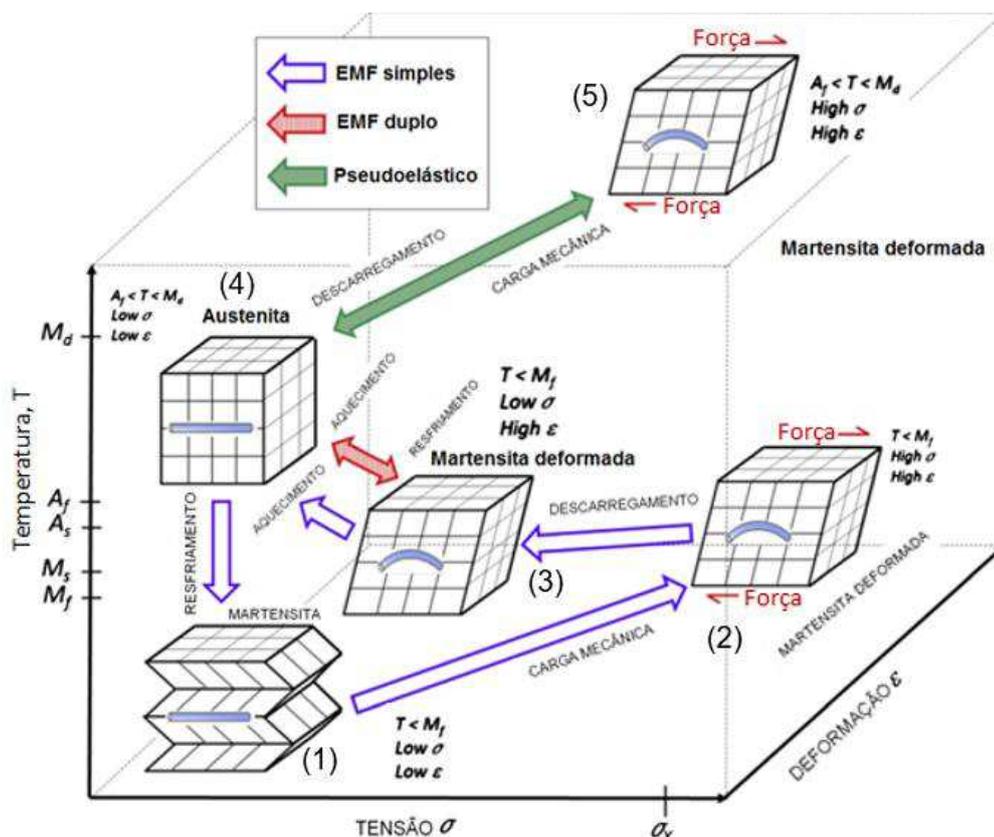


Figura 18 - Infográfico resumindo os tipos de EMF em uma liga termo ativada. adaptado de Jani *et al.* (2014).

A superelasticidade apresenta uma histerese no gráfico tensão deformação como pode ser observado na Figura 19, por lógica quanto maior for este loop da histerese, maior será a absorção de energia pela LMF em um sistema vibratório.

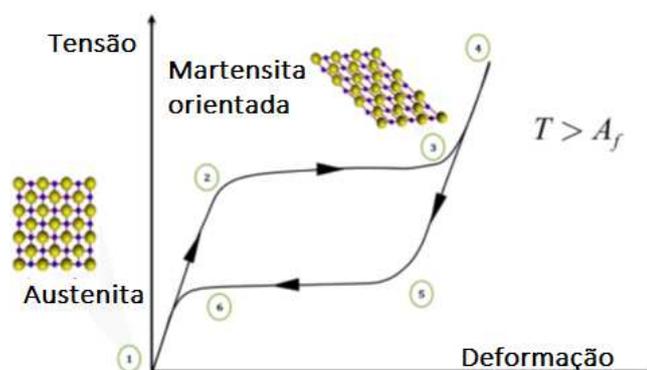


Figura 19 - Gráfico tensão/deformação típico de uma LMF superelástica. adaptado de Lecce (2014).

Conforme o exposto no infográfico da Figura 18 e no gráfico da Figura 19, as LMF's podem mudar de fase, entre martensita e austenita e vice-versa, por duas formas. Na primeira, por alteração na temperatura do material LMF, forma na qual a velocidade de transformação esta intrinsecamente ligada a taxa de transferência de calor, ou seja, a resposta dinâmica se torna relativamente lenta, limitando bastante as aplicações em controle para resposta em frequência de no máximo 10Hz. (Hartl *et al.*, 2008). Na segunda forma, por tensão mecânica, a transformação irá depender da velocidade com que a tensão mecânica é induzida no material, tornando a resposta dinâmica muito mais rápida podendo chegar a velocidades próximas a velocidade do som no material. (Otsuka e Wayman, 1999).

A alta dissipação de energia nas LMFs é o resultado da reorientação da martensita, da movimentação dos átomos e defeitos (Otsuka e Wayman, 1999). Dependendo da faixa de temperatura, podem coexistir duas fases e nestes casos são três as contribuições para o amortecimento: dissipação devido a transformação induzida por temperatura; dissipação relativa a transformação induzida por tensão; e por último a dissipação intrínseca da coexistência das duas fases (Otsuka e Wayman, 1999; San Juan e Nó, 2003; Van Humbeeck, 2003; Cai *et al.*, 2005; Chen *et al.*, 2009).

2.6 Vibração mecânica de sistemas com um grau de liberdade

Um modelo físico de um sistema mecânico com um grau de liberdade e amortecimento viscoso, c , é apresentado na Figura 20 (a) e com amortecimento por histerese, h , na Figura 20 (b). A equação governante para o movimento do sistema com um grau de liberdade e amortecimento viscoso com excitação harmônica, pode ser obtida pela segunda lei de Newton e é apresentada na Equação 1. Além disso, por definição a frequência natural para o sistema é dada pela Equação 2.

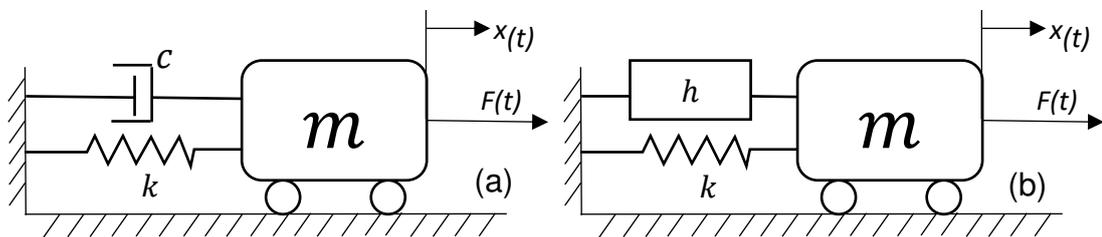


Figura 20 - Modelo físico de um sistema com um grau de liberdade. (a) com amortecimento viscoso. (b) com amortecimento por histerese.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F\text{sen}(\omega t) \quad (1)$$

$$\omega_n = \sqrt{k/m} \quad (2)$$

Com k, m, c, F conhecidos como: rigidez, massa, amortecimento viscoso e amplitude da força de excitação harmônica respectivamente.

No lado esquerdo da Equação 1, o primeiro termo é a força de inércia proveniente da massa m , o segundo representa a força de amortecimento viscoso, o terceiro a força elástica proveniente da mola. No lado direito a força de excitação harmônica. Como notado a força de amortecimento viscoso é dependente da velocidade, porém resultados experimentais têm mostrado que diferente do amortecimento viscoso, o amortecimento por histerese também conhecido como amortecimento material, possui força de amortecimento independente da frequência de excitação harmônica. Portanto não é indicado modelar o amortecimento material como um amortecimento viscoso. A solução clássica para este problema consiste em dividir a força de amortecimento viscoso pela frequência de excitação na equação do movimento (Beards, 1996), que se torna:

$$m\ddot{x} + (c/\omega)\dot{x} + kx = F_{(t)} \quad (3)$$

Com $k, m, c, \omega, F_{(t)}$ conhecidos como a rigidez, a massa, o amortecimento viscoso, a frequência de excitação e a força de excitação harmônica respectivamente.

O amortecimento por histerese é proveniente do campo de deformação interna no material, no entanto, foi observado que a tensão induzida por uma deformação harmônica em um material ou estrutura é defasada por um ângulo, δ . Portanto uma deformação harmônica modelada pela Equação 4, na qual ω é a frequência de excitação, induz uma tensão do tipo apresentada na Equação 5.

$$\varepsilon = \varepsilon_o \text{sen}(\omega t) \quad (4)$$

$$\sigma = \sigma_o \text{sen}(\omega t + \delta) \quad (5)$$

Consequentemente:

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_o \cos(\delta) \text{sen}(\omega t) + \sigma_o \text{sen}(\alpha) \cos(\omega t) \\ \sigma &= \sigma_o \cos(\delta) \text{sen}(\omega t) + \sigma_o \text{sen}(\alpha) \text{sen}(\omega t + \pi/2) \end{aligned} \quad (6)$$

O primeiro componente de tensão da Equação 6 está em fase com a deformação, enquanto a segunda parte está adiantada em 90° . Tomando $i = \sqrt{-1}$, a Equação 6 pode ser reescrita da forma apresentada na Equação 7.

$$\sigma = \sigma_o \cos(\delta) \text{sen}(\omega t) + i \sigma_o \text{sen}(\delta) \text{sen}(\omega t) \quad (7)$$

A partir desta Equação 7 é estabelecido o Módulo complexo E^* dado pela Equação 8.

$$E^* = \sigma/\varepsilon = \sigma_o/\varepsilon_o \cos(\delta) + i \sigma_o/\varepsilon_o \text{sen}(\delta) = E' + iE'' \quad (8)$$

Em que E' está em fase com a deformação e é conhecido como Módulo de armazenamento, e E'' como Módulo de perda. O fator de perda, η , que quantifica o amortecimento material é dado pela razão entre o Módulo de perda e o Módulo de

armazenamento, ou seja, a tangente do ângulo entre eles, como apresentado na Equação 9.

$$\eta = E''/E' = \tan(\delta) \quad (9)$$

Como não é possível separar fisicamente a rigidez de um material ou estrutura de seu amortecimento por histerese, o modelo matemático deve ser considerado para estas duas quantidades juntas, estabelecendo dessa forma o que é conhecido como rigidez complexa k^* dada pela Equação 10, em que k é a rigidez estática e η o fator de perda para o material ou estrutura.

$$k^* = k(1 + i\eta) \quad (10)$$

Assumindo uma resposta em regime permanente do tipo apresentado pela Equação 11, e aplicando a técnica para representar a força de amortecimento por histerese a partir da força de amortecimento viscoso, $c\dot{x}$, ou seja, dividindo a constante de amortecimento viscoso por ω é possível escrever a Equação 12 para a força de amortecimento por histerese.

$$x = Xe^{i\omega t} \quad (11)$$

$$\dot{x} = i\omega x ; (c/\omega)\dot{x} = ihx \quad (12)$$

A partir da Equação 3 (repetida aqui) com $F_{(t)} = 0$, podemos escrever a Equação 13 para o sistema com um grau de liberdade e amortecimento por histerese da Figura 20 (b).

$$m\ddot{x} + (c/\omega)\dot{x} + kx = 0 \quad (3)$$

$$k + ih = k(1 + ih/k) = k(1 + i\eta) = k^*$$

$$m\ddot{x} + k^*x = 0 \quad (13)$$

A energia dissipada pela força de amortecimento viscoso exercida sobre a massa em um sistema com um grau de liberdade, para um ciclo completo pode ser calculado pela Equação 14.

$$Wd = \oint F dx \quad (14)$$

Assumindo que o deslocamento de um ciclo completo é da forma:

$$x = X \text{sen}(\omega t) \quad (15)$$

Portanto a força resultante do amortecimento viscoso e da mola atuando na massa do sistema com um grau de liberdade fica da forma:

$$F = kX \text{sen}(\omega t) + cX\omega \text{cos}(\omega t) \quad (16)$$

A primeira parte da Equação 16 corresponde a força elástica da mola e segunda parte corresponde a força de amortecimento viscoso, $F_c = c\dot{x}$. A energia pode então ser calculada pela Equação 14:

$$Wd = \int_0^{2\pi/\omega} (kX\omega \text{sen}(\omega t) + cX\omega \text{cos}(\omega t)) (\omega X \text{cos}(\omega t)) dt = \pi c \omega X^2 \quad (17)$$

De maneira semelhante é calculada a energia dissipada pelo ciclo da força de amortecimento por histerese, atuando em um sistema com um grau de liberdade. Tomando novamente a Equação 14 para o deslocamento e verificando a força resultante, F , atuando no sistema, temos que:

$$F = kx + i\eta x$$

$$F = kX \text{sen}(\omega t) + i\eta kX \text{sen}(\omega t) = kX \text{sen}(\omega t) + \eta kX \text{cos}(\omega t)$$

$$F = kx \pm \eta k \left(\sqrt{X^2 - x^2} \right). \quad (18)$$

$$Wd = \oint F dx = \int_0^x \left(kx \pm \eta k \left(\sqrt{X^2 - x^2} \right) \right) d(x) = \pi \eta k X^2 \quad (19)$$

Na Figura 21 são apresentadas curvas genéricas da força de amortecimento em função do deslocamento para um amortecimento por histerese na Figura 21 (a), e para amortecimento viscoso na Figura 21 (b). A energia dissipada é dada pela área delimitada pelas elipses. Como pode ser observado nas curvas, e já afirmado

anteriormente, a energia dissipada pelo amortecimento viscoso é dependente da frequência de excitação. Por outro lado, a energia dissipada pelo amortecimento por histerese é dependente da amplitude do movimento.

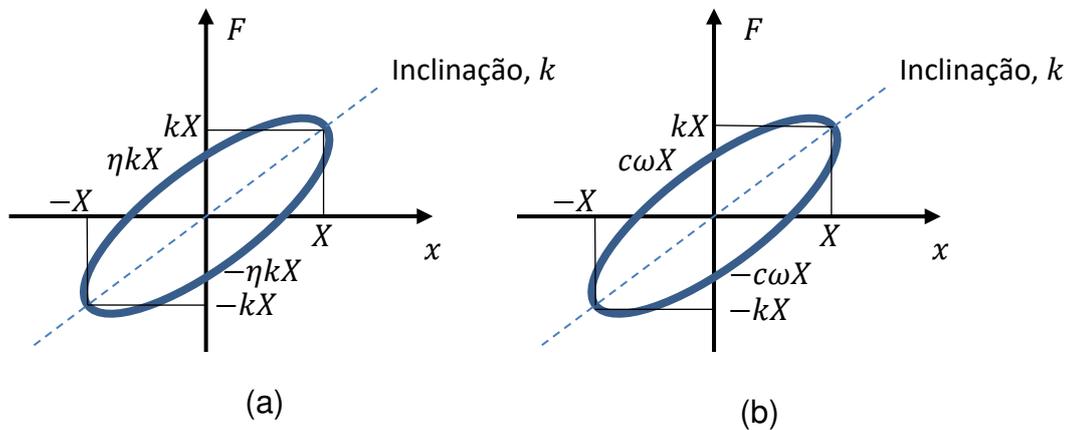


Figura 21 - Força de amortecimento em função do deslocamento. (a) para amortecimento por histerese. (b) para amortecimento viscoso.

Esta forma de elipse da Figura 21 ocorrem quando os elementos de amortecimento e rigidez possuem comportamento linear. Além disso, a inclinação secante das elipses é a rigidez equivalente do sistema, note que fazendo o fator de perda η e a constante de amortecimento viscoso c nulos, o que resta é a linha tracejada com inclinação constante.

2.7 Análise modal experimental e teórica

Por definição, a Análise Modal Experimental ou simplesmente Análise Modal ou ainda Teste Modal é o processo de determinação dos parâmetros dinâmicos de um sistema, por meio de ensaios vibracionais experimentais. Os parâmetros são: frequências naturais; fatores de amortecimento; e formas modais. Estes parâmetros são utilizados na formulação matemática do comportamento dinâmico do sistema. A formulação matemática é conhecida como modelo modal do sistema e os parâmetros dinâmicos, como dados modais do sistema. A resposta dinâmica de uma estrutura está fisicamente decomposta por frequências e posições espaciais ao longo do eixo. Isso é claramente evidenciado pela solução analítica de equações diferenciais parciais de sistemas contínuos, tais como vigas e cordas (Ewins, 1984).

A Análise Modal é baseada no fato de que a resposta vibracional de um sistema linear invariante no tempo, pode ser expresso como uma combinação linear de um conjunto de movimentos harmônicos simples, chamados modos naturais de vibração. Os modos naturais de vibração são inerentes a um sistema dinâmico, e são determinados por suas propriedades físicas (massa, rigidez, amortecimento) e suas distribuições espaciais. Cada modo natural vibracional é descrito em termos de seus parâmetros modais: frequência natural; fator de amortecimento modal, e por último, do padrão de deslocamento denominado de forma modal. A forma modal pode ser descrita em termos de componentes real ou complexa. Cada um destes modos corresponde a uma frequência natural. O grau de participação de cada modo natural na vibração global é determinado, tanto pelas propriedades da fonte de excitação como pela forma modal do sistema.

Apesar do caráter experimental, a Análise Modal abrange ambas as técnicas teóricas e experimentais. A análise modal teórica se baseia em um modelo físico de um sistema dinâmico que compreende a sua massa, a rigidez e as propriedades de amortecimento. Estas propriedades podem ser dadas em formas de equações diferenciais parciais. Um exemplo é a equação de onda de uma corda vibratória, estabelecida a partir de sua distribuição de massa e das propriedades de elasticidade. A solução da equação fornece as frequências naturais e modos de vibração da corda em resposta de uma vibração forçada. No entanto, um modelo físico mais realista normalmente compreende a massa, a rigidez e as propriedades de amortecimento em termos de suas distribuições espaciais, ou seja, as matrizes de massa, rigidez e amortecimento.

O teste modal se fundamenta na relação entre a resposta vibracional de um ponto da estrutura e o sinal de excitação aplicado, que pode ser no mesmo ou em outro ponto do sistema. Esta relação é vista como uma função da frequência do sinal de excitação. Tal relação é conhecida como Função Resposta em Frequência – FRF e é uma função matemática complexa (Fu, 2001). A prática da análise modal experimental envolve mensurar as FRFs ou respostas ao impulso de um dispositivo em teste, que pode ser uma estrutura, um mecanismo, etc. Os tipos de excitação podem ser: uma banda de frequência específica, um sweep de senos, transiente, aleatório ou um ruído branco. Usualmente se utiliza um transdutor de força no ponto de ação de um atuador (ponto de entrada de excitação) e a resposta é coletada por um transdutor sensor, mais comumente um acelerômetro ou transdutor de

deslocamento. Na Figura 22 é apresentada uma representação esquemática de uma configuração usual para uma análise modal experimental. Nesta montagem utiliza-se um sistema de excitação mecânica alimentado por um amplificador de potência, um sistema de tratamento e aquisição de dados e um analisador de espectro (Brown, 2010). A estrutura em teste foi instrumentada com os transdutores de entrada (força) e saída (acelerômetro).

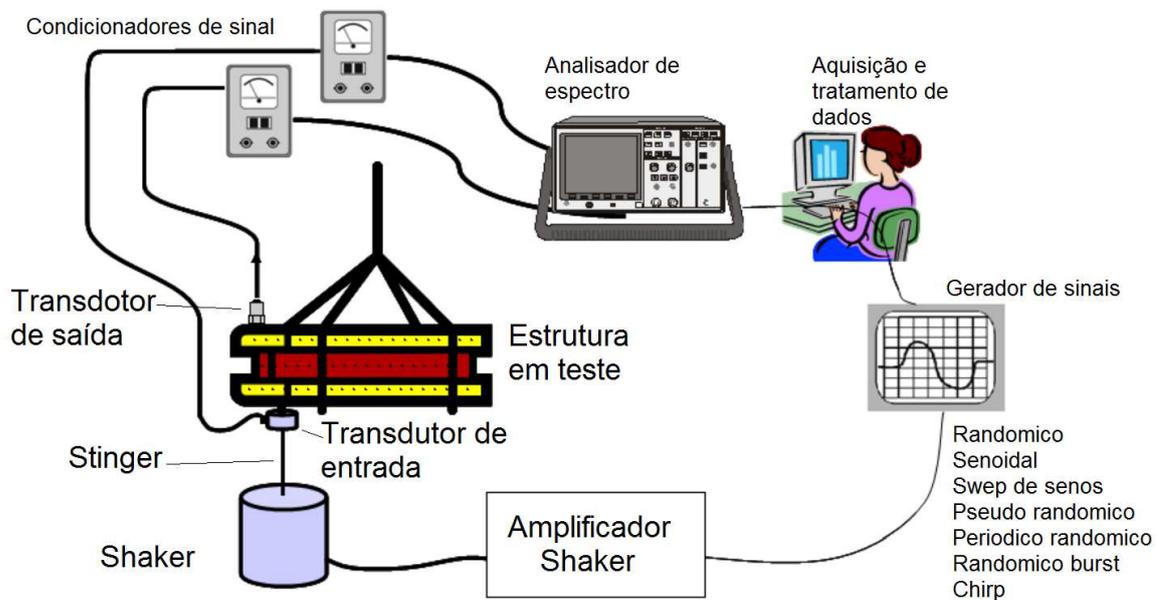


Figura 22 - Configuração típica de uma análise modal experimental. Adaptado de Brown (2010)

Mcconnell (1995) destaca alguns dos pontos mais importantes para a realização da análise modal, a saber: o local onde se instala o transdutor de saída, bem como o ponto de aplicação da excitação no dispositivo em teste; as condições ambientais tais como temperatura, umidade relativa do ar; se existem ruídos vibracionais provenientes de máquinas e equipamentos em funcionamento próximo ao local do experimento; se a forma de fixação do dispositivo em teste na mesa de ensaio representa a condição de funcionamento do dispositivo em campo; se a faixa de frequências que se pretende utilizar está adequada; se for um teste de impacto deve ser observado o tamanho do martelo bem como o tipo de ponta (dura, média ou macia). Todos estes fatores podem afetar os resultados, e desta forma, é necessário o planejamento prévio do ensaio, para que se possa obter o máximo de informação

útil a respeito do dispositivo em teste, assim como, qual deve ser o comportamento esperado da FRF.

A FRF é apresentada como a razão saída sobre entrada, e dependendo do sinal de saída coletado, se é um deslocamento, uma velocidade ou aceleração, recebe o nome de receptância, mobilidade ou acelerância respectivamente. O inverso (entrada sobre saída) é conhecido como rigidez dinâmica, impedância mecânica e massa aparente (Ewins, 2000). Para um sistema com um grau de liberdade e amortecimento viscoso a FRF é definida nas Equações 20 e para amortecimento estrutural nas Equações 21.

$$\alpha(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k-m\omega^2+i\omega c}; Y(\omega) = \frac{\dot{X}(\omega)}{F(\omega)} = \frac{i\omega}{k-m\omega^2+i\omega c}; A(\omega) = \frac{\ddot{X}(\omega)}{F(\omega)} = \frac{-\omega^2}{k-m\omega^2+i\omega c} \quad (20)$$

$$\alpha(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k-m\omega^2+ih}; Y(\omega) = \frac{\dot{X}(\omega)}{F(\omega)} = \frac{i\omega}{k-m\omega^2+ih}; A(\omega) = \frac{\ddot{X}(\omega)}{F(\omega)} = \frac{-\omega^2}{k-m\omega^2+ih} \quad (21)$$

Nas quais:

$X(\omega)$, $\dot{X}(\omega)$ e $\ddot{X}(\omega)$ São respectivamente deslocamento, velocidade e aceleração no domínio da frequência;

k, m, c, h São rigidez, massa, amortecimento viscoso e amortecimento por histerese;

$\alpha(\omega), Y(\omega)$ e $A(\omega)$ São receptância, mobilidade e acelerância;

A relação entre as funções e a relação do ângulo de fase para cada tipo de FRF são apresentados nas Equações 22, observando que o ângulo de fase da acelerância é 90° maior que o ângulo da mobilidade e 180° a mais que o ângulo da receptância.

$$|A(\omega)| = \omega|Y(\omega)| = \omega^2|\alpha(\omega)|; \quad \theta_{A(\omega)} = \theta_{Y(\omega)} + \frac{\pi}{2} = \theta_{\alpha(\omega)} + \pi \quad (22)$$

A exibição gráfica de cada tipo de FRF é apresentada na Figura 23. Uma característica distinta destas curvas é a proeminência do pico da ressonância que dificulta a análise do restante da curva, para superar isto, é habitual plotar em escala logarítmica, podendo ser linear-log ou log-log, em ambos os casos a amplitude é convertida em escala decibel, como definido na Equação 23.

$$FRF_{dB} = 20 \log_{10} \frac{\text{magnitudo linear}}{\text{unidade da FRF}} \rightarrow \alpha(\omega)_{dB} = 20 \log_{10} \frac{|\alpha(\omega)|}{\frac{\text{metro}}{1 \text{ newton}}} \quad (23)$$

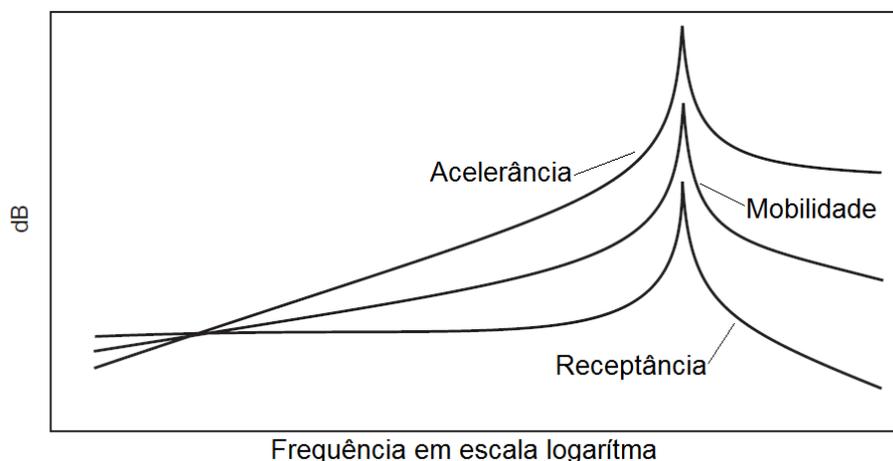


Figura 23 - Curvas genéricas das FRF em Linear – log. Adaptado de Fu (2001)

Estas curvas são divididas em três regiões de análises: região de baixa frequência, para valores de frequência a baixo da ressonância, região de alta frequência, e região de ressonância. Para as regiões de baixa e alta frequência aplicando as Equações 20 e 21 na Equação 23 é possível traçar linhas, como as observáveis na Figura 24, utilizando os parâmetros de massa e de rigidez em função da frequência nos gráficos já plotados das FRFs. Um resumo desta manipulação matemática é apresentado na Tabela 4.

Tabela 4 - Resposta em frequência dos elementos massa e rigidez da FRF

Parâmetro FRF		Massa	Rigidez
Receptância	$\alpha(\omega)$	$-1/\omega^2 m$	$1/k$
	$\log \alpha(\omega) $	$-\log(m) - 2\log(\omega)$	$-\log(k)$
Mobilidade	$Y(\omega)$	$-i/\omega m$	$i\omega/k$
	$\log Y(\omega) $	$-\log(m) - \log(\omega)$	$\log(\omega) - \log(k)$
Acelerância	$A(\omega)$	$1/m$	$-\omega^2/k$
	$\log A(\omega) $	$-\log(m)$	$2\log(\omega) - \log(k)$

Como exemplo de aplicação na Figura 24 é mostrado a mobilidade de dois sistemas diferentes, porém ambos com um grau de liberdade. Observando as linhas

de massa e rigidez é possível concluir que o sistema (a) possui massa de 1 Kg e rigidez de 2,5 KN/m e o sistema (b) massa de 0,8 Kg e rigidez de 120 KN/m.

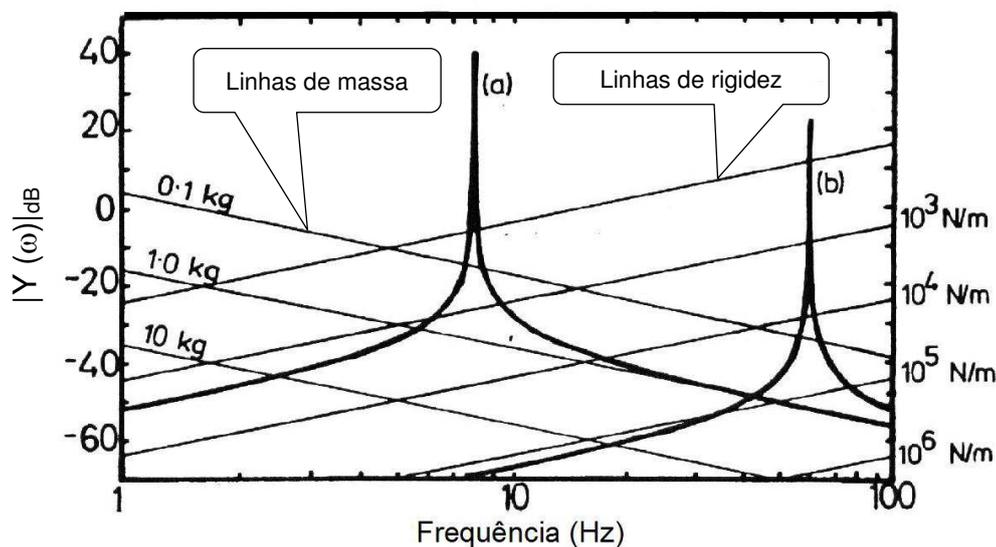


Figura 24 - Mobilidade de dois sistemas diferentes. Adaptado de Ewins (2000)

Para a região de ressonância existem diversas técnicas para mensurar o amortecimento, Avitabile (2006) apresenta algumas destas técnicas em forma de estudos de caso. As técnicas mais comumente aplicadas são: pelos picos modais ou diagrama de Bode; diagrama de Nyquist; e o método dos mínimos quadrados.

Antes de abordar estas técnicas é importante verificar a relação entre amortecimento viscoso e amortecimento por histerese. Tal relação pode ser encontrada para o regime permanente a partir da expressão da energia dissipada por ciclo (Mcconnell, 1995), está relação já discutida anteriormente, se encontra resumida na Tabela 5.

Tabela 5 - Relação entre tipos de amortecimento em regime permanente

Tipo de amortecimento	Energia dissipada por ciclo Wd	c equivalente	h equivalente
Viscoso (c)	$\pi c \omega X^2$	c	$c \omega$
Por histerese (h)	$\pi h X^2$	h/ω	h

Como já mencionado a principal diferença, entre estes dois tipos de amortecimento (viscoso e por histerese), fica evidenciada na expressão para energia

dissipada, na qual, o amortecimento por histerese é independente da frequência ω e diretamente proporcional ao quadrado da amplitude de deslocamento na ressonância X. Já o amortecimento viscoso é diretamente dependente da frequência. Na Figura 25 foi plotado o amortecimento viscoso e fator de perda (amortecimento por histerese) em função da frequência.

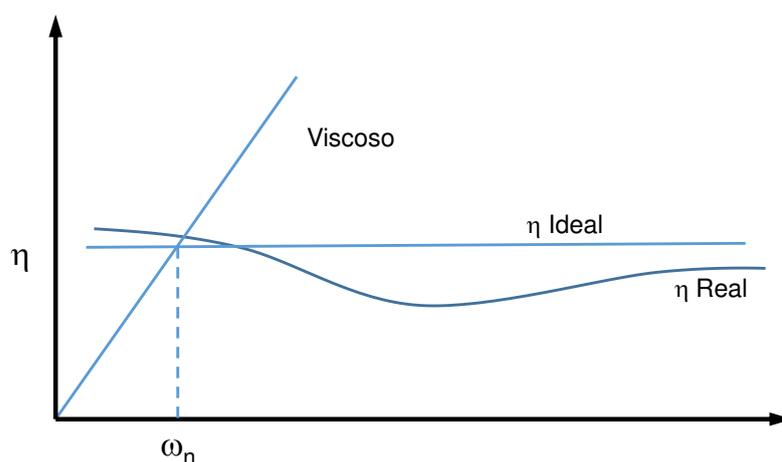


Figura 25 - Fator de perda e amortecimento viscoso em função da frequência. Adaptado de Mcconnell (1995)

O η foi plotado para um caso ideal e um caso real, e o amortecimento viscoso segue uma linha inclinada. O ponto de intersecção entre estas linhas ocorre na ressonância e conseqüentemente o valor numérico de amortecimento é o mesmo para ambos os tipos de amortecimento. Isto implica que o amortecimento estrutural possui o mesmo comportamento transiente que o amortecimento viscoso, e por tanto, pode ser mensurado pelas mesmas técnicas que o amortecimento viscoso.(Mcconnell, 1995).

A técnica que utiliza os picos da FRF identifica no gráfico a máxima amplitude da FRF e a partir deste ponto se calcula qual é a amplitude a meia potência pela Equação 24. A partir destes pontos de meia potência, e do ponto de máxima amplitude se determina os valores de frequência laterais (ω_1, ω_2) e central (ω_r) correspondentes, e em seguida aplica-se estes valores na Equação 25. O resultado é a característica de amortecimento estrutural (fator de perda η) ou fator de amortecimento viscoso (ζ) do sistema. Na Figura 26 é ilustrado um procedimento típico desta técnica para uma FRF do tipo receptância, na qual, $\omega_r = 10$ Hz é a frequência para a máxima potência e $\omega_1 = 9,6$ Hz e $\omega_2 = 10,5$ Hz são as frequências em meia potência.

$$\frac{|\alpha(\omega)|_{M\acute{a}x}}{\sqrt{2}} \quad (24)$$

$$\eta = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2\omega_r^2}; \quad \zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_r} \quad (25)$$

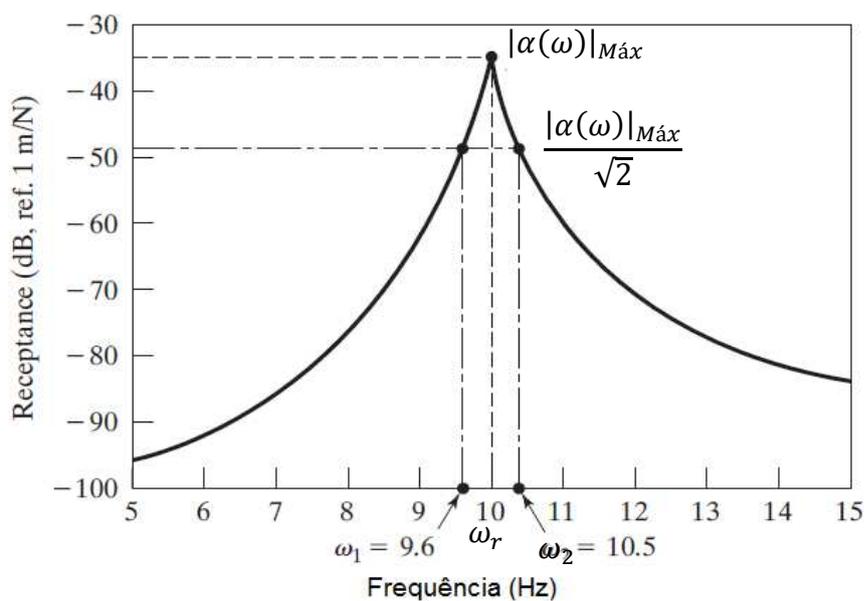


Figura 26 - Exemplo do método do pico em uma FRF do tipo receptância. Adaptado de Rao (2011)

O método de determinação dos parâmetros modais por diagrama de Nyquist, consiste em plotar a parte real e imaginária da FRF ao longo dos eixos horizontal e vertical para uma determinada faixa de frequência. O resultado é um círculo denominado diagrama de Nyquist ou círculo de Nyquist. Neste caso basta utilizar uma técnica de ajuste de curva circular e determinar o centro e o raio deste círculo (Ewins, 2000; Fu, 2001; Avitabile, 2006; Brown, 2010). Um esquema do diagrama de Nyquist para a receptância (resposta em deslocamento X sobre a entrada em força F) de um sistema com amortecimento por histerese é apresentado na Figura 27. Observe que o diâmetro do círculo é numericamente igual ao inverso do amortecimento por histerese $h = k\eta$.

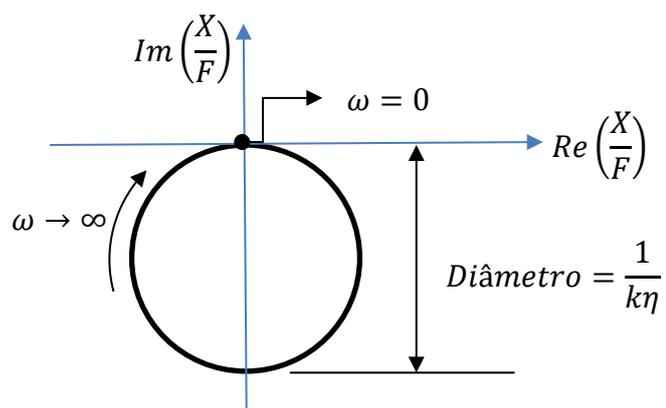


Figura 27 - Círculo de Nyquist para a receptância. Adaptado de Ewins (2000)

Outro método de estimativa do amortecimento é através do método dos Mínimos Quadrados (MMQ) utilizado para a estimação dos parâmetros de modelos discretos, considerado na literatura técnica como a base para o desenvolvimento de outros métodos, se utiliza da formulação matricial destes sistemas para calcular os parâmetros. Partindo da premissa que os parâmetros a serem estimados podem ser obtidos pela minimização da soma dos quadrados dos erros para cada medida experimental, em relação aos calculados a partir de valores iniciais arbitrados para os parâmetros (conhecidos ou estimados). A formulação matemática e do processo de identificação no domínio da frequência para sistemas de um grau de liberdade bem como para sistemas de múltiplos graus de liberdade pode ser encontrado no trabalho de Ljung (1998).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção são descritos os materiais que foram empregados, suas principais características e especificações técnicas. Na sequência são descritos os procedimentos de preparação aplicados aos materiais, que neste caso, se resume a uma padronização dimensional das minimolas bem com a forma de fixação. Além disso, se descreve o processo de montagem das pás após fabricação por deposição de material fundido (DMF) das pastes componentes. Por fim, é apresentada a metodologia de trabalho experimental utilizada em toda a pesquisa.

3.1 Materiais

Para fins de escolha dos elementos passivos a serem incorporados nas pás da turbina foram selecionadas minimolas de liga com memória de forma NiTi superelásticas, comercialmente utilizadas em dispositivos ortodônticos. As minimolas foram adquiridas da empresa Morelli Ortodontia em dois formatos: mola do tipo seccionada mostrada na Figura 28 (a) e mola do tipo fechada Figura 28 (b).

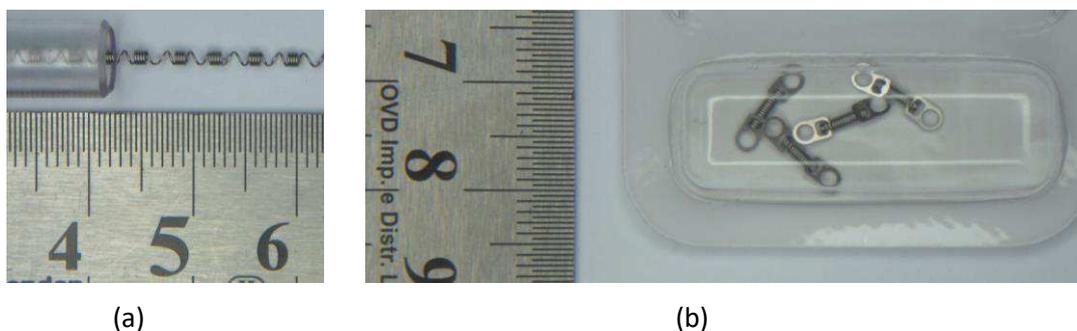


Figura 28 - Fotografia das molas como recebidas de fábrica. (a) mola seccionada (b) mola fechada.

As molas do tipo fechada são comercializadas em lotes de 04 unidades e possuem massa média de 3,36 mg, com dimensões: “ L ” comprimento entre olhais, denominado comprimento útil; “ D ” é o diâmetro médio das espiras; “ d ” é o diâmetro do fio; e “ n ” o número de espiras ativas. A mola do tipo seccionada vem em peça única com 178 mm de comprimento, composta por conjuntos de quatro espiras

fechadas intercaladas com uma espira aberta até completar todo o comprimento, como pode ser observado na fotografia da Figura 28 (a).

Os materiais empregados para a montagem das pás foram: barras chatas de fibra de carbono com 1 mm x 3 mm x 1000 mm adquiridas da empresa Hobby Control, que foram aplicadas nas pás como longarinas. Além disso, foram adquiridas no comercio local, lixa d'água com granulometria 400, cola adesiva e solução limpadora, ambos fabricados pela empresa Pulvitec do Brasil indústria e comercio de colas e adesivos LTDA. A cola adesiva é composta por solventes orgânicos e resina de policloreto de vinila (PVC), e a solução limpadora a base de misturas de solventes cetonas.

3.1.1 Preparação das Amostras

Nas molas do tipo fechada, as dimensões foram mensuradas e o número de espiras ativas entre os olhais contadas. O objetivo é padroniza-las quanto ao comprimento útil e forma de fixação por meio dos olhais. As molas do tipo seccionada foram cortadas para ficarem com uma espira aberta entre dois conjuntos de quatro espiras fechadas, em seguida foram montados olhais nas extremidades. Após a montagem, as molas do tipo seccionada foram pesadas já com os olhais e ficaram com massa média de 2,93 mg. Na Figura 29 podem ser observadas as molas após a preparação com suas respectivas dimensões.

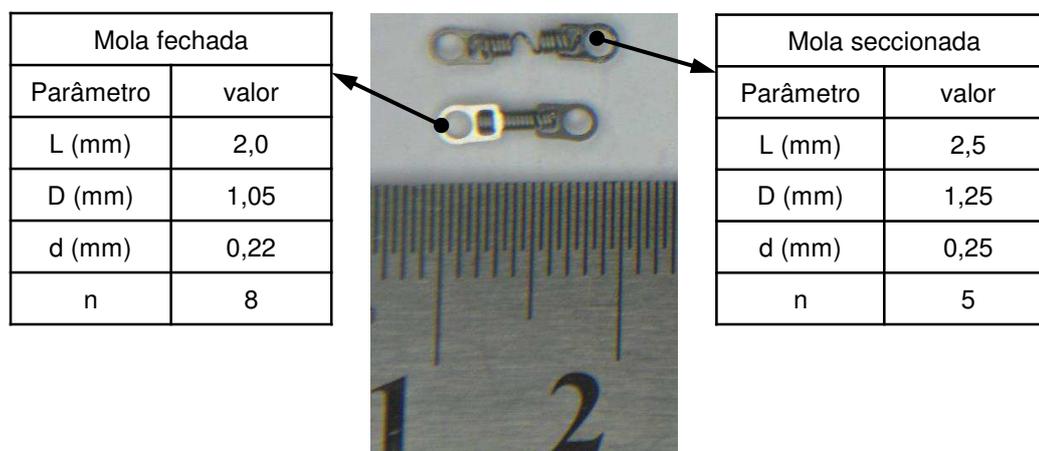


Figura 29 - Fotografia das molas após a preparação e suas dimensões

3.2 Metodologia experimental

Os trabalhos experimentais foram divididos em oito fases e seguem o fluxo de trabalho apresentado na Figura 30. Na fase inicial foram verificadas as temperaturas de transformação de fase para os dois tipos de minimolas. Na fase 2 foram plotadas curvas de força x deformação com o objetivo de se obter um parâmetro de offset em deformação. Na fase 3 se buscou identificar qual dos dois tipos de minimola teria o melhor resultado para atenuar vibrações em um sistema mecânico real. Na fase 4 foi realizado um estudo experimental da influência da frequência, da amplitude de deformação, e da temperatura na capacidade de amortecimento por histerese da mola selecionada na fase 3. Na fase 5, o aero gerador foi caracterizado quanto as suas dimensões e massas. Na fase 6 foi desenhada a pá do aero gerador e realizada uma análise modal em ambiente computacional. Na fase 7 foram fabricadas por DMF também conhecido por prototipagem rápida, as partes componentes para montar 3 pás. Na fase 8 foi realizado um estudo experimental da influência das minimolas LMF SE na amplitude vibracional do aero gerador em três condições de funcionamento. Condição de partida do repouso até atingir a rotação de trabalho do aero gerador, denominada regime transiente; condição de rotação constante denominada regime permanente; e condição de variação abrupta de carga elétrica, denominada de regime transitório. Cada condição foi avaliada com e sem a atuação das minimolas.

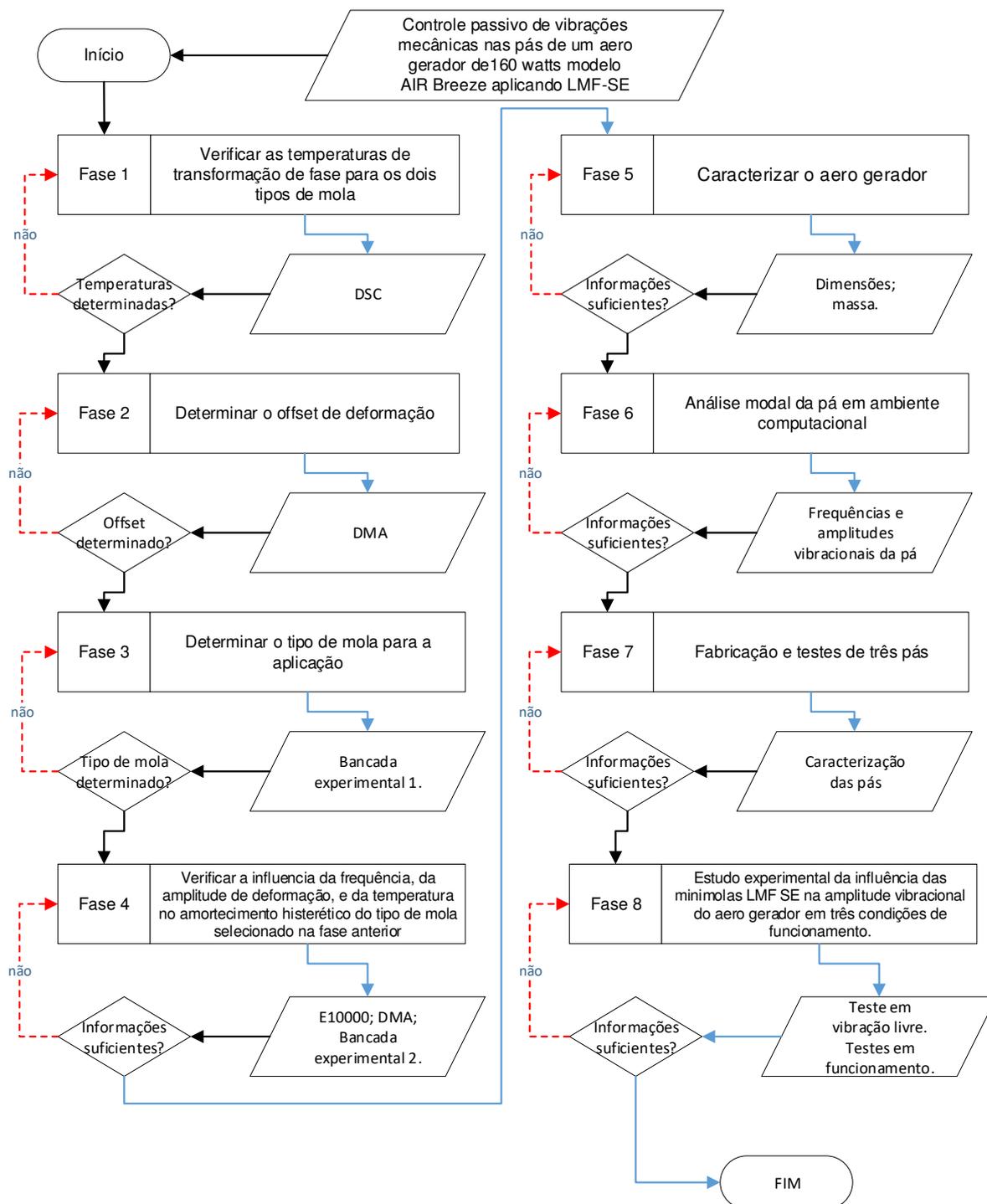


Figura 30 – Fluxo de trabalho experimental utilizada durante a pesquisa.

3.2.1 Fase 1 – Verificação das temperaturas de transformação de fase

Na fase um foi realizada a caracterização térmica das molas do tipo fechada e do tipo seccionada. As temperaturas de transformação de fase foram determinadas através da técnica de calorimetria diferencial de varredura (DSC), utilizando um

equipamento DSC da marca TA Instruments, modelo Q20. Foram utilizadas as molas inteiras (após preparação detalhada na seção anterior) removendo apenas os olhais. O DSC foi programado para sair de 90 °C até -60 °C e voltar a 90 °C com uma taxa de 5 °C/min. As temperaturas de início e final das transformações durante resfriamento e aquecimento foram obtidas pelo método de cruzamento das tangentes nos picos apresentados nos termogramas DSC.

3.2.2 Fase 2 – Determinação do offset de deformação

Para se determinar um offset de deformação foram realizados ensaios de tração uniaxial, a temperatura ambiente, em um Analisador Dinâmico Mecânico (DMA), modelo Q800, da marca TA Instruments mostrado na fotografia da Figura 31 (a). As molas foram montadas como mostrado na fotografia da Figura 31 (b). O ensaio foi realizado com controle de força, partindo de carga nula até atingir 4 N com retorno a carga nula. Foram repetidas 64 vezes com uma taxa de 2 N/min. O objetivo foi encontrar uma condição de estabilidade de transformação de fase por carga mecânica e neste ponto determinar um valor de deformação que estivesse a meia rampa de transformação austenita - martensita orientada.

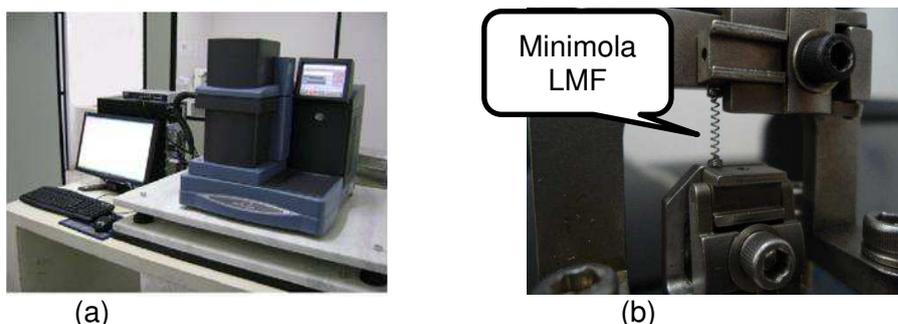


Figura 31 - Analisador Dinâmico Mecânico (DMA), modelo Q800, da TA Instruments. Fotografia da mola tipo fechada na posição tracionada no clamp de tração.

3.2.3 Fase 3 – Escolha do tipo de mola para a aplicação

Na fase três o critério de avaliação para a determinação do tipo de mola, foi a verificação experimental do potencial de amortecimento das molas em uma aplicação prática real. Para isso foram realizados ensaios em vibração livre e forçada em um

sistema com um grau de liberdade (1GDL) aplicando os dois tipos de mola. Nesta análise modal experimental as molas foram instaladas em uma estrutura mecânica em forma de mesa prismática. Como indicado na fotografia e ilustração da Figura 32 (a) e (b), foram montadas quatro molas nas diagonais da estrutura mecânica. Para minimizar a influência da montagem das molas na estrutura, em todas os casos os parafusos laterais de fixação das colunas foram sempre apertados com um torquímetro mostrado no detalhe da fotografia da Figura 33.

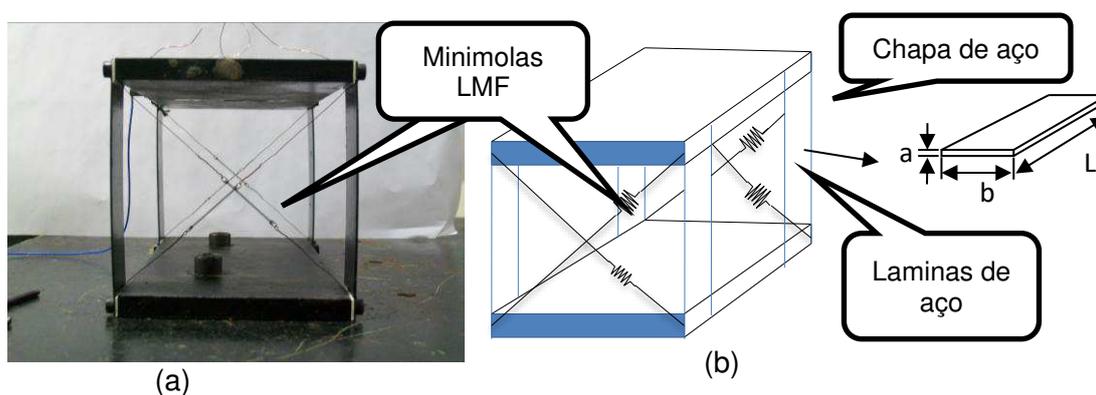


Figura 32 – Fotografia do sistema com um grau de liberdade (1GDL) da bancada experimental 1 (a) e ilustração (b) da montagem das minimolas na estrutura mecânica

O sistema de 1GDL foi produzido por duas chapas de aço com 100x200x10 mm com massas de 1,451 Kg e quatro lâminas em aço com 29x110x1 mm. A estrutura foi caracterizada por vibração livre e forçada antes de ser instalada qualquer mola. No teste de vibração livre a estrutura foi montada em uma mesa inercial e instrumentada por um acelerômetro da PCB Piezotronics modelo 352B10 com sensibilidade de 10 mV/g. O acelerômetro foi instalado na posição indicada na fotografia da Figura 33 (a). Para a excitação de entrada foi utilizado um martelo de impacto da PCB Piezotronics modelo 086D05-G, também mostrado na Figura 33 (a). Os sinais de entrada (impulso do martelo) e saída (resposta em aceleração) foram coletados pelo analisador dinâmico de sinais da Keysight Technologies modelo 35670A mostrado na Figura 33 (b). Esta montagem, foi denominada bancada experimental 1 no fluxograma da Figura 30.

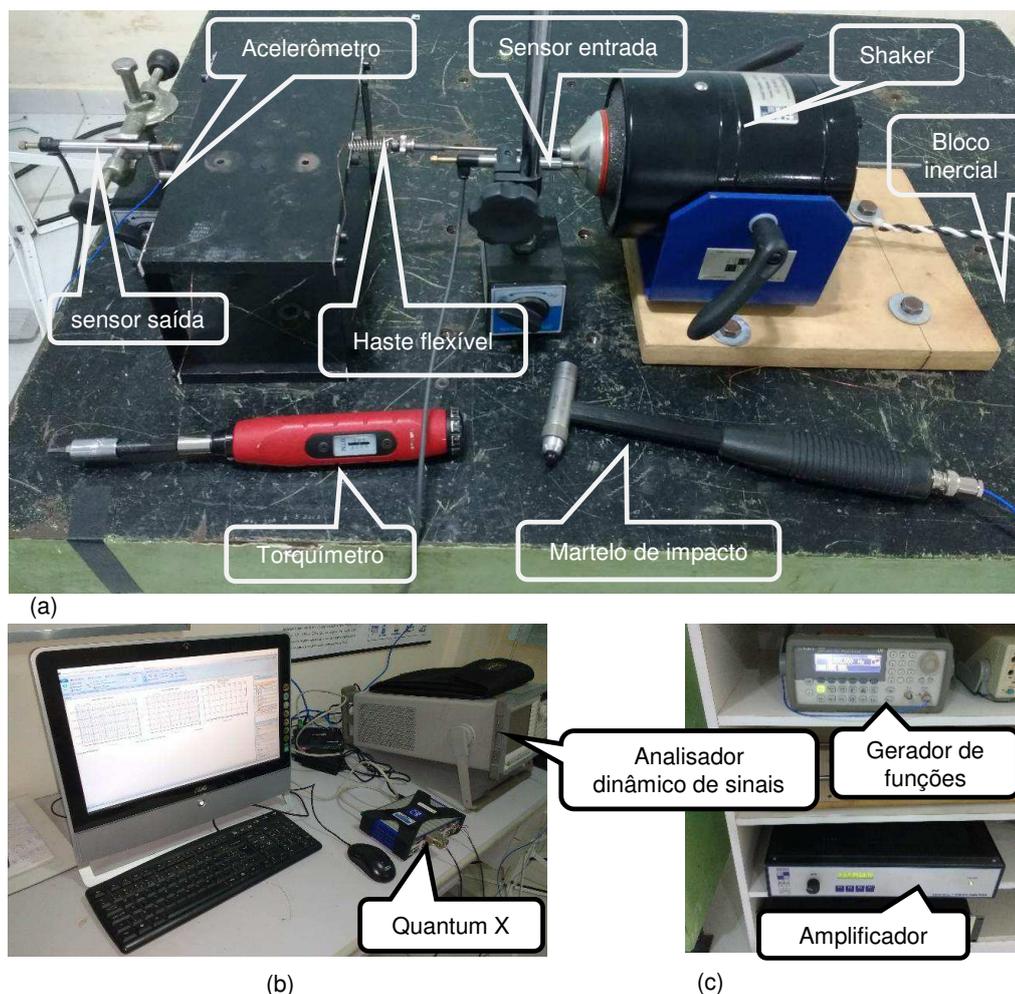


Figura 33 - Montagem da bancada experimental 1 para a análise modal (a) setup geral da montagem, (b) sistema de aquisição de dados Quantum X e analisador dinâmico Keysight Technologies modelo 35670A, (c) gerador de funções da Keysight Technologies modelo 33220A e amplificador de sinais da Modal Shop modelo 2100E21.

A bancada experimental 1 também foi utilizada para o teste de vibração forçada. O que diferencia do teste de vibração livre é a fonte de excitação que antes era um martelo de impacto, foi substituída por um shaker. Na entrada do amplificador é conectado o gerador de funções e na saída o Shaker. da Modal Shop modelo 2025E é fixado a base inercial por meio da sua armadura e sua parte móvel é conectada, via haste flexível que funciona como um transdutor de força, a estrutura mecânica, denominada de 'sistema em teste' no diagrama da Figura 34. Na parte móvel do Shaker, foi instalado um sensor de deslocamento indutivo da HBM modelo wi +/- 5mm denominado na Figura 33 (a) como 'sensor entrada'. Este sensor é responsável por gerar o sinal Y (t) no diagrama da Figura 34. Em sentido oposto, porém na mesma

direção, foi instalado um outro sensor indutivo de deslocamento também da HMB modelo wi +/- 5 mm, na estrutura mecânica denominado 'sensor saída' na Figura 33 (a). Este sensor é responsável por gerar o sinal $X(t)$ no diagrama da Figura 34. Os sinais gerados pelos sensores são entregues ao sistema de aquisição de dados Quantum X mostrado na Figura 33 (b) que está conectado ao microcomputador que executa o software Catman de aquisição e tratamento de dados. O tratamento dos dados é representado na parte tracejada do diagrama da Figura 34, A força de excitação é mensurada pela diferença entre os deslocamentos $Y(t)$ e $X(t)$ multiplicado pela rigidez constante da haste. Os sinais de força (entrada) e deslocamento (saída) passam por uma função de transformada rápida de Fourier (Fast Fourier Transform – FFT) e se calcula a FRF como a razão entre saída e entrada.

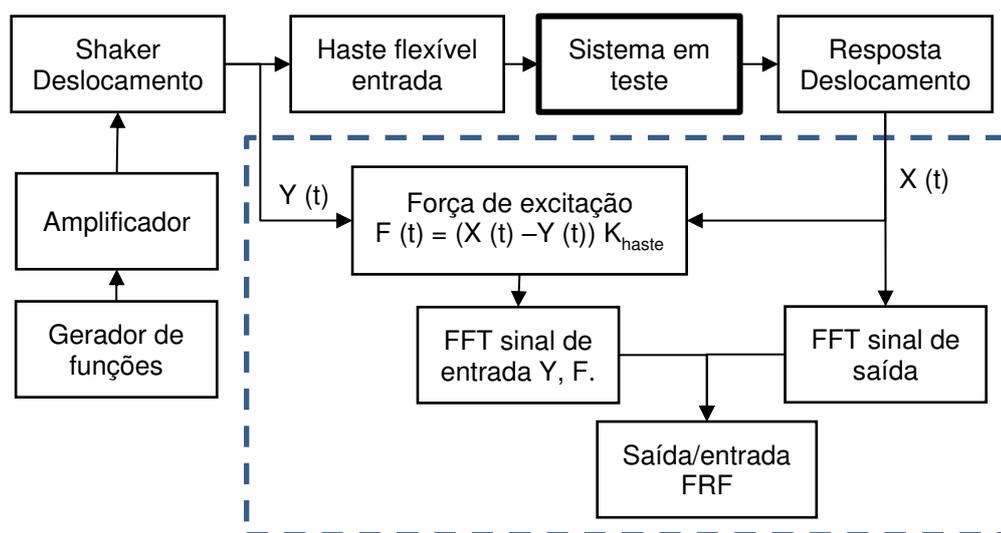


Figura 34 - Representação gráfica do teste de análise modal experimental

No procedimento experimental para a vibração forçada, foi gerado um sinal elétrico senoidal com amplitude de 200 mV de pico a pico e frequência variável. Este sinal foi amplificado e transformado em movimento físico real na parte móvel do shaker que transmite este movimento via haste flexível para a estrutura mecânica. Após a estrutura mecânica ('sistema em teste') entrar em regime permanente, se dava início a aquisição de dados. Foram capturando os sinais dos dois sensores de deslocamento a uma taxa de 2400 Hz por um período de 4 s. Na sequência foi desligada eletronicamente a saída do gerador, conseqüentemente o movimento terminava e se programava uma nova frequência. A saída era religada e se tinha uma nova aquisição

de dados. A sequência de frequências não obedece um intervalo fixo de incremento, observando que para as regiões afastadas da ressonância foi utilizado um passo de 1 Hz, porém, na região de ressonância o incremento foi de 0,01 Hz. Na Tabela 6 estão as frequências utilizadas. Para avaliar a influência das molas no amortecimento estrutural da mesa prismática, foram repetidos os testes de vibração livre e forçada com as molas instaladas na mesa prismática conforme apresentado na Figura 32 (a), utilizando a mola tipo fechada e a mola tipo seccionada com offset de deformação determinado na fase 2. Desta forma foi possível mensurar e comparar a capacidade de amortecimento específico para os dois tipos de mola e selecionar o melhor resultado em amortecimento da estrutura.

Tabela 6 - Lista de frequências para o teste de vibração forçada todos os valores em Hz.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
13	14	14,25	14,5	14,75	15	15,25	15,75	16	16,25	16,5	15,75
16,75	17	17,25	17,5	17,75	18	18,25	18,5	18,75	19	19,01	19,02
19,03	19,04	19,05	19,07	19,08	19,09	19,1	19,11	19,12	19,13	19,14	19,15
19,16	19,17	19,18	19,19	19,2	19,21	19,22	19,23	19,24	19,25	19,27	19,28
19,29	19,3	19,31	19,32	19,33	19,34	19,35	19,36	19,37	19,38	19,39	19,4
19,44	19,45	19,47	19,48	19,49	19,5	19,51	19,52	19,53	19,54	19,55	19,56
19,57	19,58	19,59	19,6	19,61	19,62	19,63	19,64	19,65	19,67	19,68	19,69
19,7	19,71	19,72	19,73	19,74	19,75	19,76	19,77	19,78	19,79	19,8	19,81
19,82	19,83	19,84	19,85	19,87	19,88	19,89	19,9	19,91	19,92	19,93	19,94
19,95	19,96	19,97	19,98	19,99	20	20,05	20,1	20,15	20,2	20,25	20,35
20,4	20,45	20,5	20,55	20,6	20,65	20,7	20,75	20,8	20,85	20,9	20,95
21	22	23	24	25	26	28	29	30	31	32	33
34	35	36	37	38	39	40					

Além de ser utilizada nos testes de vibração livre e forçada na determinação do tipo de minimola, a bancada experimental 1 foi modificada e utilizada como um Sistema para Estimativa de Amortecimento Material (SEAM) aplicado a minimolas LMF-SE. Na Figura 35 é apresentada uma representação esquemática do SEAM com a lista de cada item componente.

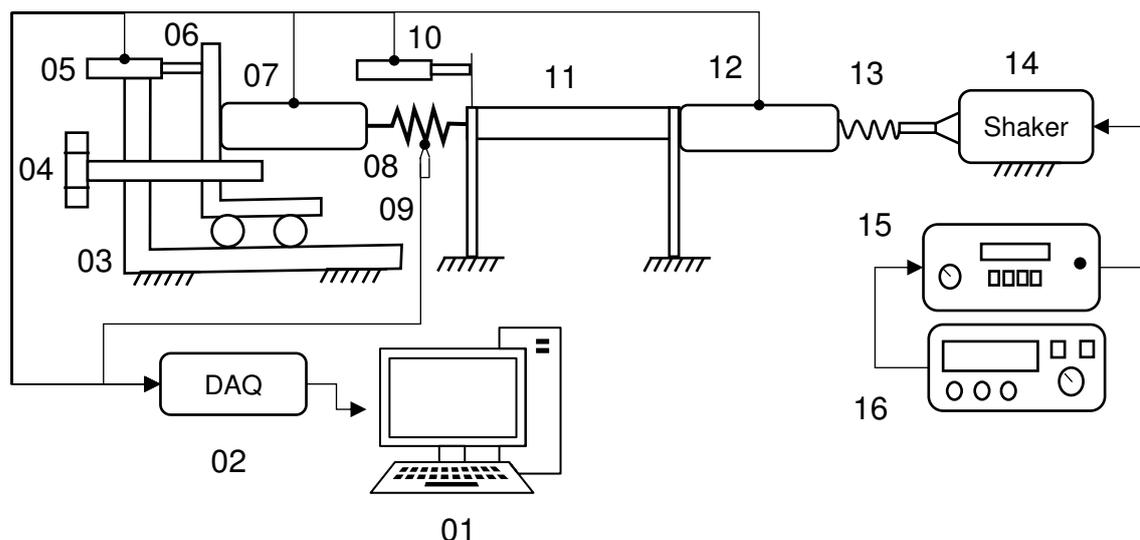


Figura 35 representação esquemática do SEAM

- | | |
|---|---|
| 01 - Computador | 10 - Sensor HBM modelo WI/10mm |
| 02 - QUANTUMX ® modelo MX840A | 11 - Sistema com um grau de liberdade |
| 03 - Suporte de alumínio | 12 - Célula de carga HBM modelo U9C/50N |
| 04 - Parafuso de Offset | 13 - Haste flexível |
| 05 - Sensor HBM modelo WI/10mm-t | 14 - SHAKER modal shop modelo 2025E |
| 06 - Carro de deslocamento linear | 15 - Amplificador de sinais modal shop modelo 2100E21-400 SMARTAMP™ |
| 07 - Célula de carga da HBM modelo S2M/200N | 16 -KEYSIGHT modelo 33220A. |
| 08 - Local para fixação da mola de SMA -SE | |
| 09 - Termopar tipo k | |

A principal modificação foi na forma de fixação das minimolas, que passou a ser por meio do carro (6), no lugar de fixar nas diagonais da mesa prismática. Desta forma, para mensurar o fator de perda no SEAM a minimola é fixada ao suporte (8) por meio de parafuso e porca sem provocar tração.

O sensor de deslocamento (5) é posicionado para tocar no carro (6) determinando a posição de zero deslocamento nas minimolas. As duas células de carga são zeradas, e em seguida, aplica-se a deformação desejada nas minimolas (offset de posição). A haste flexível (13) é fixada ao sistema com 1GDL comprimindo-a até registrar uma força inicial $F_0 = 4 \text{ N}$ na célula de carga (12).

Um termopar (9) é fixado em uma das espiras ativas da minimola por meio de uma linha, fabricada em algodão e embebida por uma cola de secagem rápida. Um segundo termopar (9) é posicionado próximo ao experimento para registrar a temperatura ambiente.

Outro ponto modificado foi a forma de excitação que passou de incrementos manuais de frequência com intervalo de tempo de duração de 4 s, para uma função sweep de senos, em que o gerador de funções (16) é programado para gerar um

sweep de senos com 200 mV de pico a pico. O sweep inicia em 1 Hz e vai até 40 Hz com variação linear por um período de 500 s, impondo uma taxa de variação da frequência de 0,078 Hz/s.

O aquisitor de dados (2) é configurado para uma taxa de aquisição de 2400 Hz, com a aquisição dos dados encerrada automaticamente após decorridos 500 s do sinal de gatilho. O sinal elétrico do gerador de funções (16) é amplificado (15) e transformado em movimento físico real na parte móvel do shaker (14).

A haste flexível (13) transmite este movimento para o sensor de força (12) acoplado na estrutura mecânica (11), formando o sinal de entrada $F(t)$. O sensor de deslocamento linear (10) mede o deslocamento da massa do sistema (11) formando o sinal de resposta $X(t)$.

Foram realizadas 5 condições: O sistema sem minimola, com uma minimola, com duas minimolas, com três minimolas e com quatro minimolas todas de LMF SE do tipo fechada. Para cada condição foram realizadas 9 réplicas totalizando 50 ensaios. Foi utilizada a média aritmética dos sinais no domínio do tempo para gerar um único conjunto de dados para cada condição. Isto foi possível porque o gerador de funções possui uma porta de sincronização que foi conectada à uma das entradas do sistema de aquisição de dados. Esta entrada foi utilizada como gatilho para iniciar as aquisições e manter as fases corretas em todos os pontos de medição. Garantindo o sincronismo entre a geração do sweep e a aquisição de dados através do botão de gatilho do gerador de funções.

3.2.4 Fase 4 – Caracterização termomecânica da minimola LMF SE selecionada na fase anterior

Nesta fase foi realizada uma caracterização termomecânica. As molas de LMF foram submetidas inicialmente a uma estabilização do comportamento superelástico, por meio da realização de ciclos de força - deformação a temperatura ambiente na máquina de ensaios eletrodinâmica Instron E10000, mostrada na Figura 36 (a).

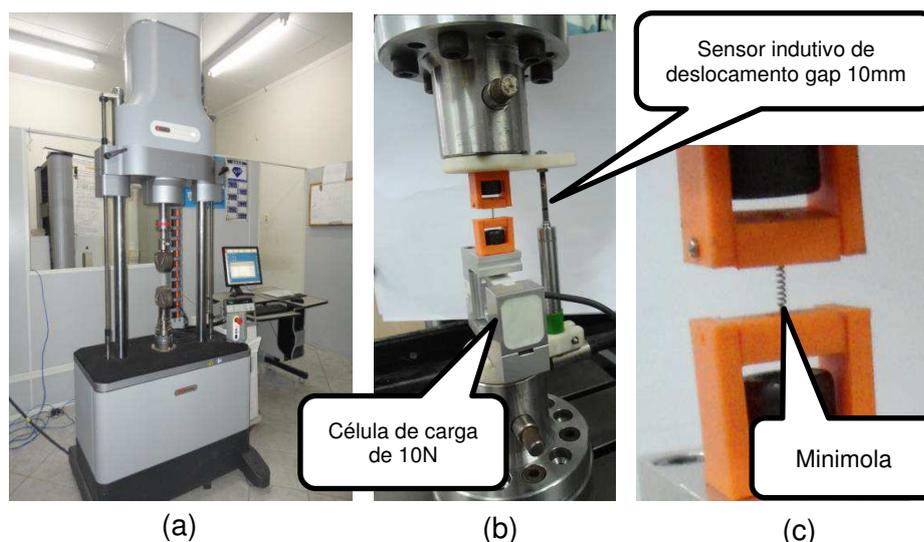


Figura 36 – (a) Fotografia da máquina de ensaios Instron E10000; (b) detalhe da instrumentação externa da marca HBM– célula da carga modelo S2M/10 N e sensor indutivo de deslocamento modelo WA/ 10 mm; (c) detalhe da fixação da mola nas garras da máquina de ensaios.

Devido a robustez da máquina de ensaios em relação aos níveis de força gerados pelas molas, foi necessária uma instrumentação externa, para o monitorar e aquisição da força e do deslocamento, bem como de uma adaptação para a fixação das molas nas garras, conforme apresentado no detalhe da Figura 36(b) e (c).

Após a ciclagem de estabilização mecânica, ensaios isotérmicos de tração uniaxial foram realizados em um DMA, mostrado na Figura 31. Estes testes consistiram no carregamento da mola até atingir 2 N de pré-carga, equivalente a 300 % de deformação em relação ao comprimento útil da mola (offset de força). Neste ponto se realizou um conjunto de 10 ciclos com taxa constante em controle por deformação. No primeiro ciclo a amplitude máxima de pico foi de 310 %. A cada ciclo, a amplitude de pico era incrementada em 10 % até atingir 400 % de deformação máxima de pico. Para todos os ensaios a temperatura foi fixada para 30 °C e a frequência em 1 Hz. Assim, foi obtido o comportamento do fator de perda e coeficiente de rigidez secante correspondente aos diferentes ciclos com velocidade de deformação constante, ou seja, foi mantida a mesma frequência para cada ciclo.

Também foram realizados no DMA ciclos de deformação isotérmicos com o mesmo offset de força (deformação de 300 %) partindo de 50 % de pico a pico com incremento de 50 % até atingir 300 % de pico a pico (150 % de vale a 450 % de pico).

Cada ciclo de amplitude foi repetido a diferentes temperaturas partindo de 10 °C com incremento de 5 °C até 45 °C, totalizando 48 ensaios.

Utilizando a montagem apresentada na Figura 36, foi avaliada a influência da frequência e da amplitude de deformação no fator de perda e na rigidez secante. Para isso, as molas foram submetidas a uma sequência de ciclos de carga e descarga com variadas amplitudes e frequências na máquina de ensaios Instron E10000. Tracionou-se a mola até 300 % em seguida foram executados 64 ciclos com as seguintes amplitudes de pico a pico 20 %, 40 %, 60 %, 80 %, 100 %, 120 %, 140 % e 160 % com offset de 300 %, ou seja, para 20 % de pico a pico as amplitudes foram de 290 % a 310 %. Para cada sequência de amplitudes foram utilizadas as seguintes frequências: 1 Hz, 2,5 Hz, 5 Hz, 7,5 Hz, 10 Hz, 12,5 Hz, 15 Hz, 17,5 Hz. Desta forma, cada uma das oito faixas de amplitude fora repetida oito vezes com 64 ciclos para cada valor de frequência.

Para que fosse possível ultrapassar a frequências de 17,5 Hz, foi utilizada a montagem apresentada na Figura 37, denominada bancada experimental 2 no fluxograma da Figura 30. Tal montagem foi necessária devido às limitações técnicas da máquina de ensaios E10000, no que se refere a ensaios com amplitude e frequência relativamente alta. Neste experimento a mola é montada contra uma célula de carga e tracionada pela haste rígida do excitador eletromecânico Shaker. O deslocamento da haste é monitorado pelo sensor de deslocamento acoplado na outra extremidade da haste. Também foram monitoradas as temperaturas da mola e do ambiente por meio dos termopares tipo K.

O experimento foi realizado com e sem a refrigeração forçada da mola. Para a condição sem refrigeração forçada, a mola foi condicionada dentro de uma caixa em MDF (Medium Density Fiberboard) com tampa de acrílico transparente. Na condição com refrigeração forçada, a caixa foi removida e instalado um soprador como mostrado na Figura 37. Para ambas as condições, a mola foi tracionada a 300 % de offset e submetida as amplitudes de 50 % a 300 % de pico a pico com passo de 50 %. Para cada amplitude foram aplicadas as frequências de 1 Hz, 5 Hz, 10 Hz até 50 Hz com passo de 5 Hz, totalizando 66 ensaios. Desta forma foi possível verificar o fenômeno do auto aquecimento da mola LMF e o quanto interfere no fator de perda, quando comparado a condição de refrigeração forçada.

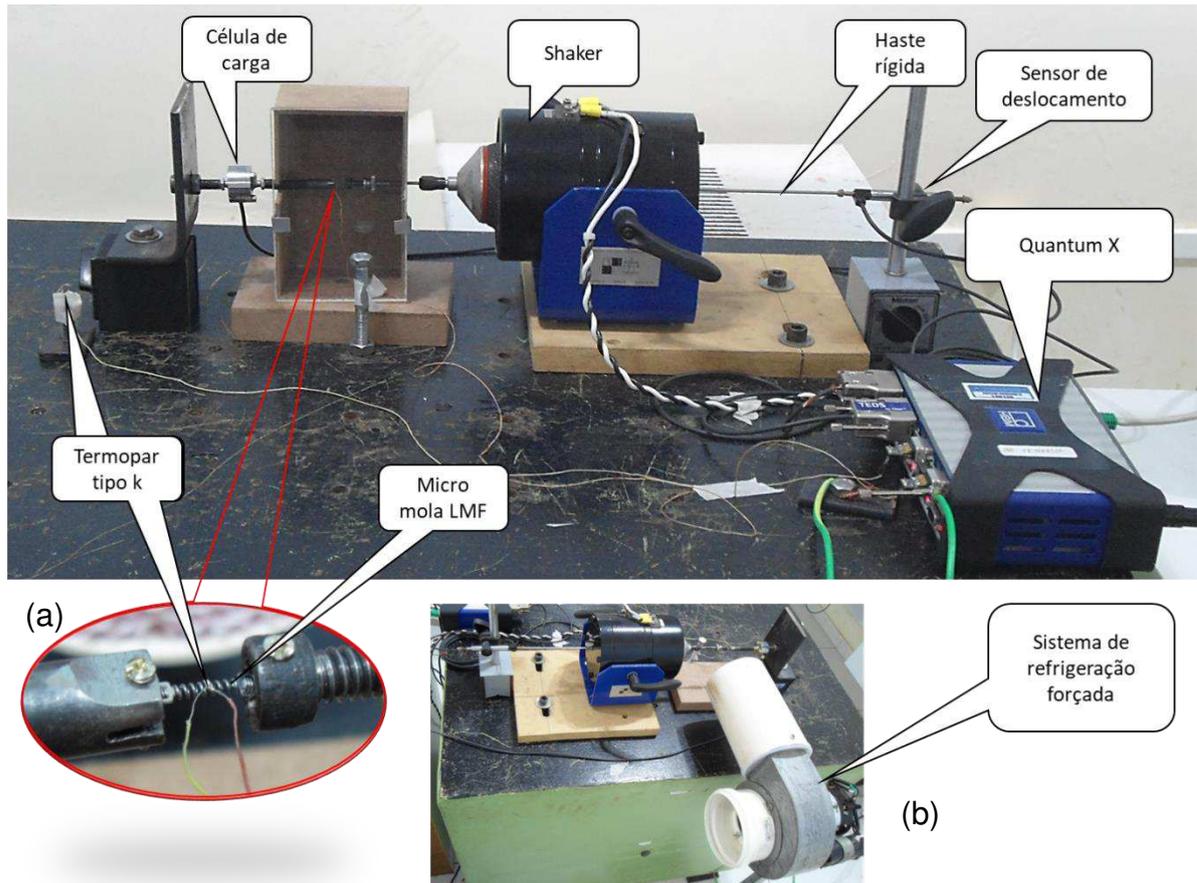


Figura 37 Fotografia da bancada experimental 2(a) Panorama geral da montagem com detalhe da conexão da mola e instalação do termopar, (b) montagem com o sistema de refrigeração forçada.

3.2.5 Fase 5 - Caracterização do aero gerador de 160W

Nesta fase o aero gerador foi desmontado e mensurado as massas e dimensões. O perfil das pás foi coletado por meio do aparato experimental apresentado na Figura 38 (a). A montagem é composta por uma mesa de coordenadas xy e três sensores de deslocamento. Os perfis foram coletados a partir da ponta da pá, com passos de 10 mm até a base. Para cada perfil coletado também foi mensurado o ângulo de torção por meio de um goniômetro e um nível de bolha, como pode ser observado na fotografia da Figura 38 (b). Com estes dados foi construído em ambiente de projeto assistido por computador um protótipo replicando as dimensões em escala real da pá original do aero gerador.

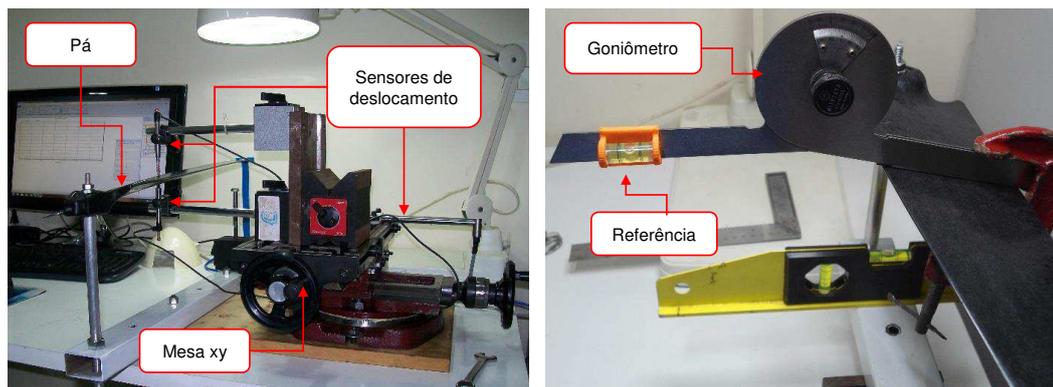


Figura 38 – Setup de montagem e medição das pás do aero gerador. (a) aparato experimental para mensurar o perfil das pás, (b) medida do ângulo de torção da pá.

3.2.6 Fase 6 – Análise modal numérica das pás do aero gerador

Com os dados obtidos na fase anterior foi construído em ambiente de projeto assistido por computador um protótipo replicando as dimensões em escala real da pá original do aero gerador. Para obter os parâmetros ajustados do material da pá, foram realizados ensaios não destrutivos de vibração livre e flexão por aplicação de carga concentrada na extremidade. Nos testes em vibração livre, o conjunto rotor-pá foi montado na base inercial como mostrado na Figura 39 (a). No ensaio de flexão foi utilizado um sensor de deslocamento montado na extremidade da pá como mostrado na Figura 39 (b).

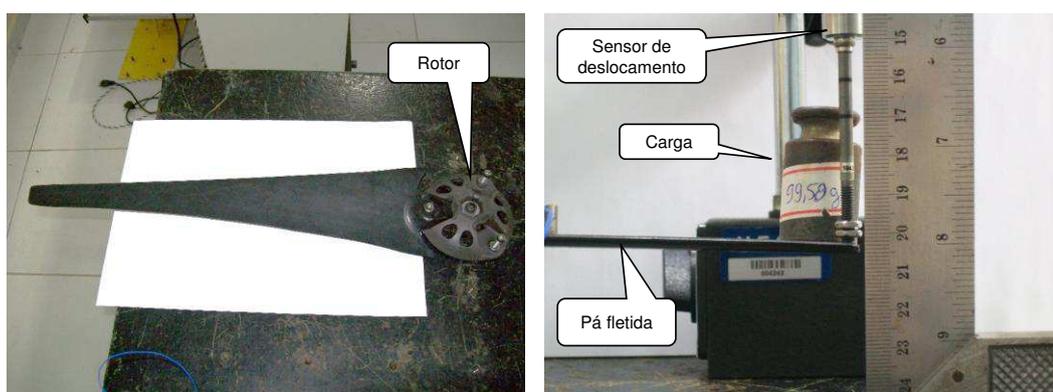


Figura 39 - Setup de medição do sistema pá e rotor. (a) teste em vibração livre (b) medidas de deflexão por carga concentrada na extremidade.

3.2.7 Fase 7 – Fabricação e testes de três pás

O processo de construção utilizado foi o de modelagem por deposição de material fundido (DMF), habitualmente conhecido como impressão 3D. Por limitações dimensionais da impressora, a pá desenhada na fase anterior, foi seccionada em 6 partes como mostrada na Figura 40.

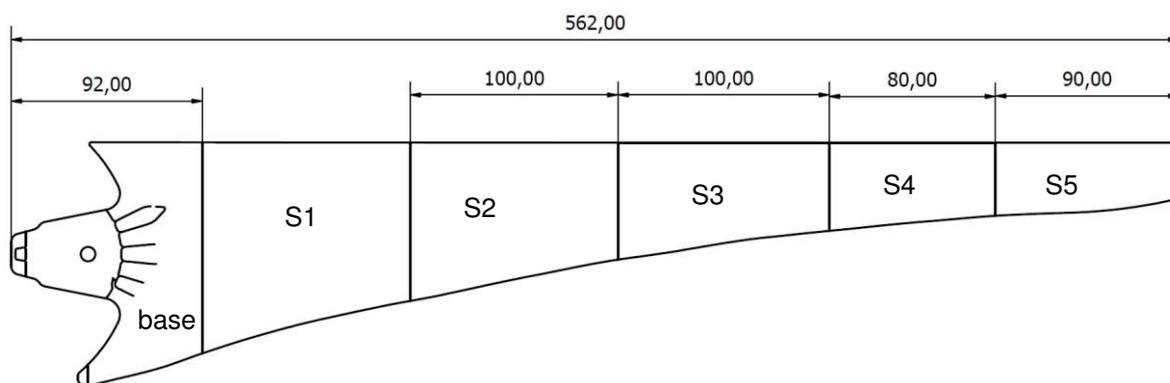


Figura 40 Desenho seccionado da pá para impressão 3D (dimensões em mm)

Para a implementação das minimolas no interior das pás, as partes S1, S2 e S3 foram desenhadas ocas, com espessura de parede de 2 mm como mostrado no detalhe da parte S1 apresentado na Figura 41. Nas partes base, S4 e S5 foram criados furos passantes com 1,5 mm de diâmetro, para a instalação de cabos de fixação para as minimolas. Além disso, foi criada uma cavidade passante de seção retangular com 1,2 mm x 4,2 mm entre as partes, base, S1, S2, S3 e S4, com prolongamento dessa cavidade, agora não passante, com profundidade de 15 mm na parte S5.

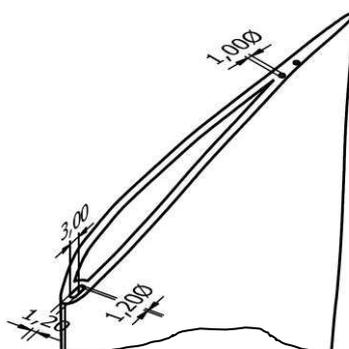


Figura 41 Detalhe da parte S1 com as dimensões da cavidade retangular

As pás foram montadas por um processo de colagem no qual a superfície das bordas das partes a serem unidas, passou por um processo de preparação para receber a cola. O processo consistiu em lixar e aplicar uma solução limpadora. Além

disso, foi instalada na cavidade retangular uma longarina em forma de barra chata de fibra de carbono com 1 mm x 3 mm x 450 mm, também colada. Foram instaladas duas minimolas no interior de cada pá por meio de cabos com 0,8mm de diâmetro, que podem tracionar as minimolas entre ponta da pá na secção S5 e a base. Desta forma é possível aplicar ou não o offset de deformação nas minimolas, tracionando ou não os cabos (sem e com a atuação das minimolas), criando duas condições de funcionamento.

Após mensurada as massas de cada pá, elas foram fixadas no rotor do aerogerador e ensaiadas em vibração livre por martelo de impacto, com o mesmo setup que está apresentado na Figura 39 (a) para a pá original. Cada uma das três pás foi impactada cinco vezes para as duas condições, sem e com a atuação das minimolas. Na condição com atuação as minimolas foram tracionadas até 200 % de deformação e na condição sem atuação as minimolas não foram tracionadas.

3.2.8 Fase 8 – Estudo experimental da influência das minimolas LMF SE na amplitude vibracional do aerogerador de 160 watts

Por fim, o aerogerador foi montado em um tubo de aço fixado em uma base inercial como observado na Figura 42 (a). Esta montagem foi utilizada tanto para os ensaios de vibração livre, por martelo de impacto, como para condição de funcionamento por simulação de fluxo de ar. Como já mencionado, foram emulados experimentalmente três condições (regime transitório, regime permanente e com alteração abrupta de carga elétrica) de funcionamento do aerogerador, por meio de um soprador não mostrado na Figura 42 (a).

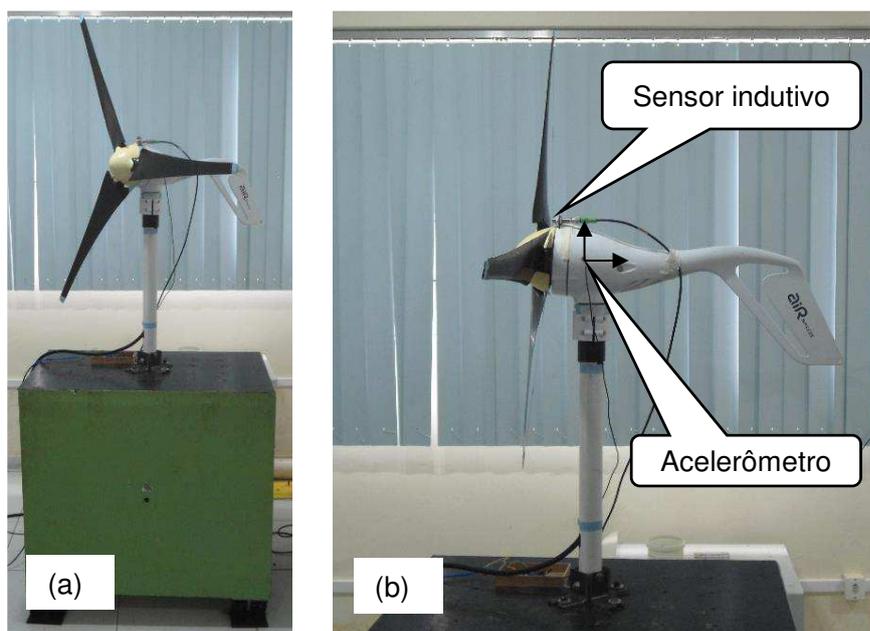


Figura 42 - Fotografias do aero gerador. (a) montado na base inercial (b) posição dos sensores.

A condição de regime transitório se refere a partida do repouso até atingir a rotação de trabalho. O regime permanente se refere a condição de trabalho em que o aero gerador permanece com rotação constante de aproximadamente 540 rpm, para a geração de energia. A condição denominada transiente, consiste em uma variação abrupta da carga elétrica. Para todos estes casos foram captados: a rotação do rotor, por meio de um sensor indutivo que detecta objeto metálico sem contato, modelo BI4-M12-AP6X-H1141, e a vibração no corpo do gerador por meio de um acelerômetro eletrônico modelo ADXL202JE de dois eixos, com um dos eixos orientado em paralelo ao tubo de aço (vertical), como detalhado na Figura 42 (b). Para uma estimativa da frequência natural da estrutura montada foi utilizado o modelo físico simplificado observado na Figura 43. Neste modelo o aero gerador sem o rotor foi considerado como uma massa concentrada “M” fixada no topo de um tubo de aço com seção circular de diâmetro externo “De”, espessura “e” e altura “H”, com deslocamento na direção “x”.

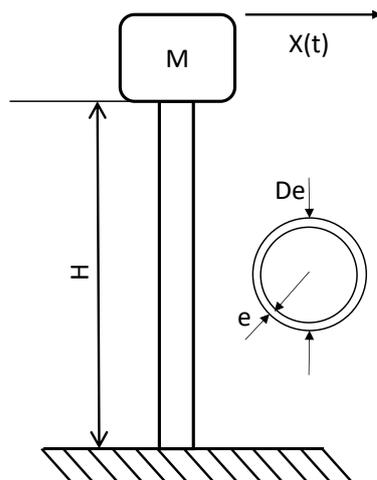


Figura 43 - Modelo simplificado do conjunto aerogerador fixado numa base através de haste tubular.

A partir desse modelo simplificado e utilizando as equações da Mecânica dos Materiais (Hibbeler, 2011), foi calculada a rigidez do sistema e pelas equações para sistemas em vibração livre (Rao, 2011), a frequência natural não amortecida.

Além destas análises, para uma avaliação do potencial de amortecimento das molas LMF no conjunto de pás, foram instaladas seis molas LMF SE do tipo selecionado na fase 3, sendo duas para cada pá fabricada. Como já descrito, as molas foram instaladas na parte vazia das secções S1, S2 e S3 na diagonal da pá, como ilustrado na Figura 44. A avaliação se deu por comparação das respostas aos ensaios de vibração livre e condições de funcionamento do aerogerador com e sem a implementação das molas.

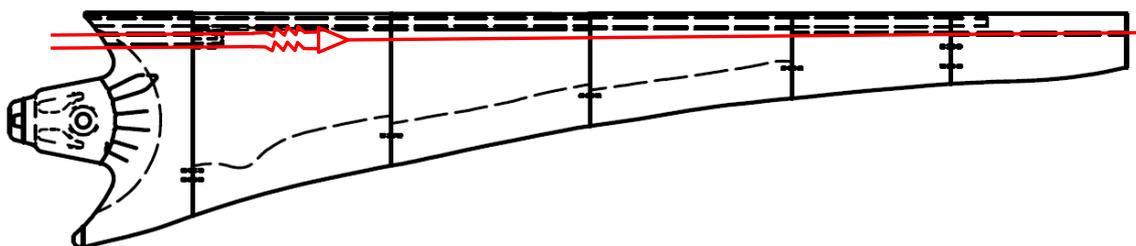


Figura 44 - Ilustração esquemática da implementação de mini molas LMF SE nas pás fabricadas por DMF.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Caracterização das molas LMF SE

O resultado da caracterização térmica das molas é apresentado em forma de gráficos termogramas do DSC na Figura 45. Foi observado que durante o resfriamento as minimolas se transforma em uma só etapa, de austenita para martensita ($M_s = 4.75\text{ °C}$ e $M_f = 3.93\text{ °C}$ para a mola fechada e $M_s = 21.85\text{ °C}$ e $M_f = 9.02\text{ °C}$ para a mola seccionada). No aquecimento a reversão da transformação ocorre também em uma única etapa, tendo início em $A_s = 3,68\text{ °C}$ e finalizando em $A_f = 4,75\text{ °C}$ para a mola fechada e iniciando $A_s = 2,04\text{ °C}$ e finalizando em $A_f = 19,22\text{ °C}$ para a mola seccionada, seguindo o comportamento típico conforme a literatura (Otsuka e Wayman, 1999; Hartl e Lagoudas, 2008; Rao *et al.*, 2015). Assim, para que as molas de Ni-Ti treinadas se mantenham no regime superelástico é necessário manter a temperatura no ambiente no qual iram trabalhar superior a 21 °C , uma vez que esta é a maior temperatura final de transformação austenítica A_f , no caso para a mola seccionada. Desta forma, na temperatura ambiente de 25 °C é garantida a condição de superelasticidade para as molas.

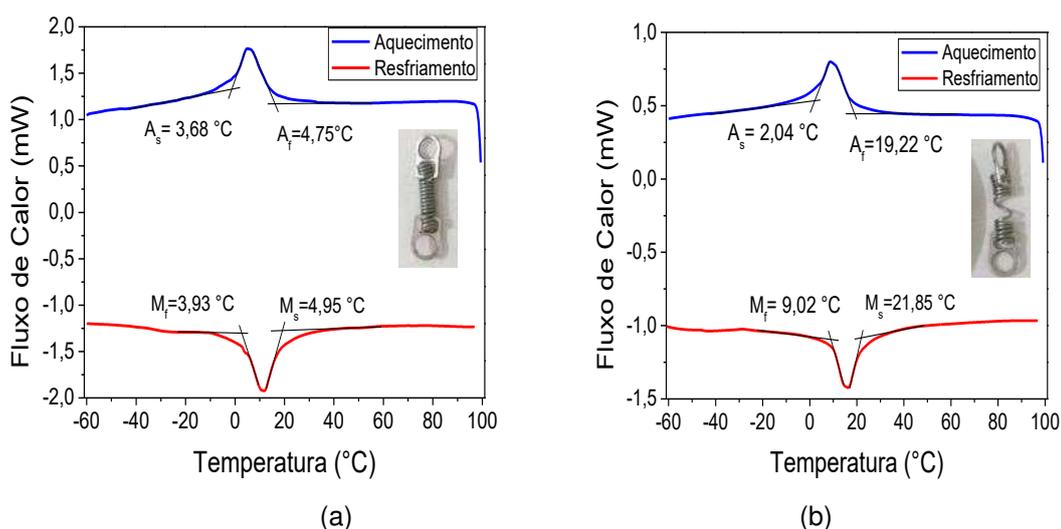


Figura 45 – Termogramas (a) Mola Fechada; (b) Mola seccionada

4.2 Determinação do offset para as molas LMF SE

Para se determinar um offset de deformação compatível com a aplicação desejada, foi utilizado como critério a região mediana da rampa de transformação formada durante o carregamento mecânico. Neste caso, pelo gráfico mostrado na Figura 46 a mola do tipo fechada possui uma rampa de transformação entre 150 % e 450 % com ponto médio de 300 % e aproximadamente 2 N. A mola do tipo seccionada possui uma faixa entre 150 % e 350 % com ponto mediano em 250 % e aproximadamente 2,2 N.

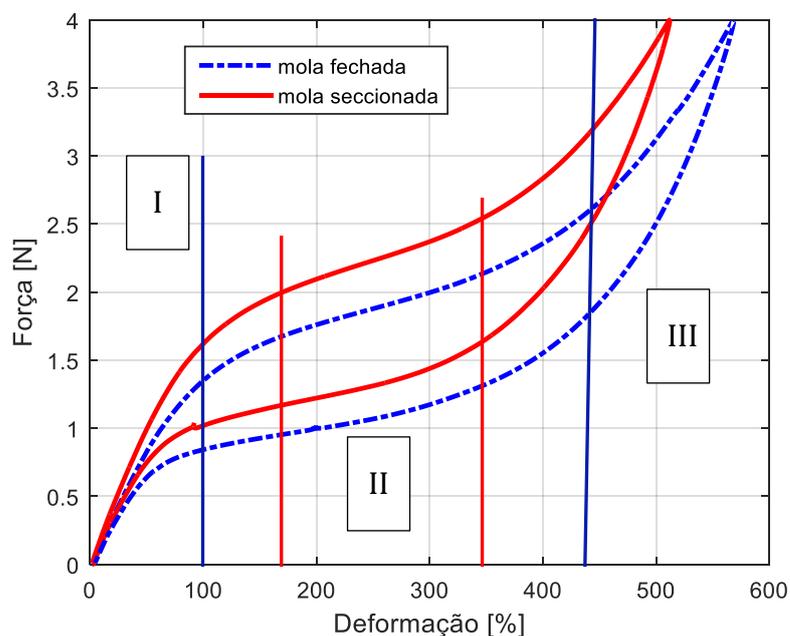


Figura 46 - Gráfico de Força x Deformação a temperatura ambiente

A explicação para a escolha deste critério, vem do princípio de funcionamento das molas LMF SE como dissipador de energia mecânica, que se equiparam ao amortecedor do tipo por histerese. Observa-se que na aplicação prática a mola deve ser deformada durante a vibração mecânica, sem sofrer deformação plástica irreversível e ao mesmo tempo dissipar o máximo de energia vibratório do sistema. Desta forma, se o offset de deformação ficar a baixo de 100 %, região I do gráfico da Figura 46, a energia dissipada será pequena devido a histerese formada no ciclo força deformação ser quase nula. Dependendo da amplitude vibracional pode ser que não ocorra transformação de fase significativa. Por outro lado, se o offset ficar a cima de 350 % para a mola tipo seccionada ou 450 % para a mola do tipo fechada, ocorrerá deformações irreversíveis nas molas e por consequência, a falha prematura das mesmas por fadiga. Restando como melhor critério a região II do gráfico da Figura 46

que foi determinada através da técnica das tangentes tomando os pontos de início e fim de inclinação da rampa de transformação. Nesta região, mesmo para pequenas amplitudes vibracionais, irá existir mudança de fase, observando que esta é de transição entre as fases.

4.3 Seleção do tipo de minimola LMF SE

De início, foi calculada pela teoria clássica de resistência dos materiais a rigidez da mesa prismática para comparação com o resultado experimental do teste de vibração livre e forçada através da análise modal experimental, o resultado do cálculo da rigidez e os dados utilizados são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 - Dados da mesa prismática e rigidez calculada

Rigidez calculada [N/m]	L [m]	E [GPa]	I [m ⁴]	a [m]	b [m]
20041,03 *	0,105	200	2,4167E-12	0,029	0,001

$$*k = 48EI/L^3$$

O resultado do teste em vibração livre do 1GDL em termos de resposta no tempo e em frequência (FRF) são apresentados nos gráficos da Figura 47 (a) e (b) respectivamente. Observa-se pelo gráfico da FRF que a frequência natural amortecida do sistema, encontrado experimentalmente foi de 18,88 Hz (118,62 rad/s), tomando este valor e aplicando na Equação 2 resulta em uma rigidez de 20418,84 N/m. Comparando este valor com o calculado verifica-se um erro de 1,88 %. Além disso, verifica-se que a resposta no domínio do tempo tem um decaimento na amplitude de forma exponencial, e possui duração maior que oito segundos indicando que a estrutura se encontra levemente amortecida.

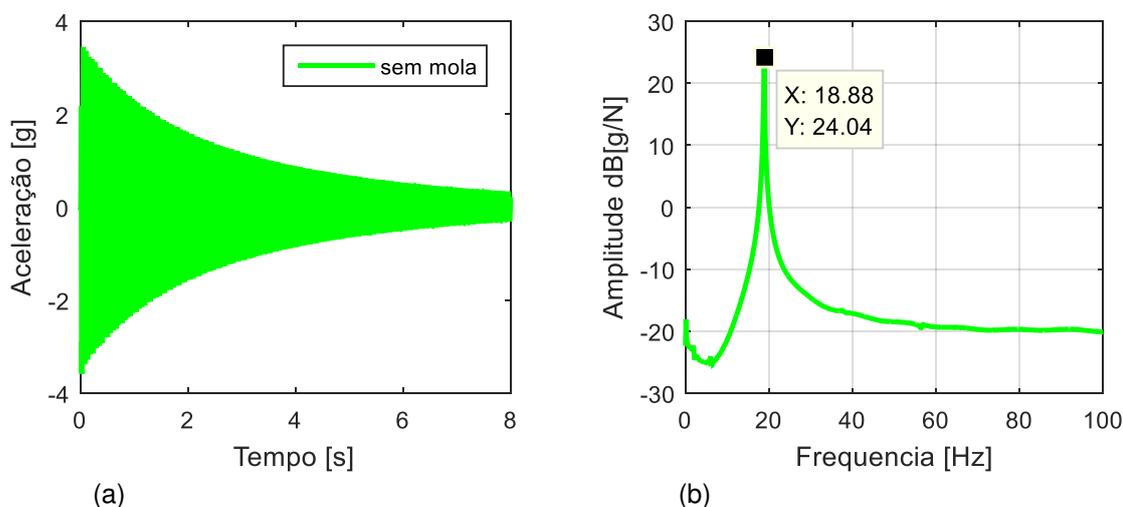


Figura 47 - Resposta ao impacto da mesa prismática sem minimolas LMF (a) no domínio do tempo (b) no domínio da frequência

No teste de vibração forçada a curva de FRF para a mesa prismática sem as molas LMF SE é apresentada na Figura 48. Comparando a frequência natural amortecida encontrada experimentalmente pela FRF de 18,74 Hz com a frequência natural teórica de 18,70 Hz observa-se um erro de apenas 0,21 %.

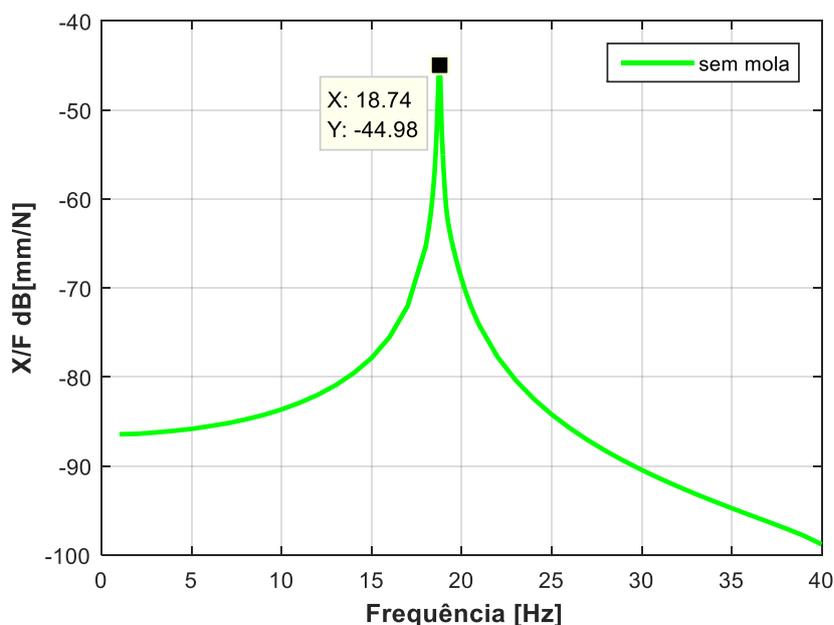


Figura 48 - Função Resposta em Frequência (mesa prismática sem minimola LMF SE)

Um comparativo da resposta em vibração livre (teste de impacto) da mesa prismática, com e sem a implementação das molas de LMF-SE é apresentado nos gráficos da Figura 49. Nas Figura 49 (b) e (c) é possível observar um incremento no amortecimento estrutural com a implementação de qualquer um dos dois tipos de molas estudadas. Foi observado na Figura 49(a) um impacto na mesa prismática com amplitude impulsiva de menor valor para a condição sem implementação das molas, e mesmo assim a resposta observada nas Figura 49 (b) e (c) tiveram decaimento na amplitude bem mais acentuado quando comparado a estrutura sem mola LMF-SE. A resposta ao impacto no domínio da frequência é apresentada na Figura 49 (d). Foi observado uma redução da amplitude em 2,52 dB que equivale a 25,23 % da amplitude [g/N] da aceleração da mesa sem mola, para o caso da implementação da mola seccionada, e 6,12 dB ou 50,57 % da amplitude para o caso da implementação da mola fechada.

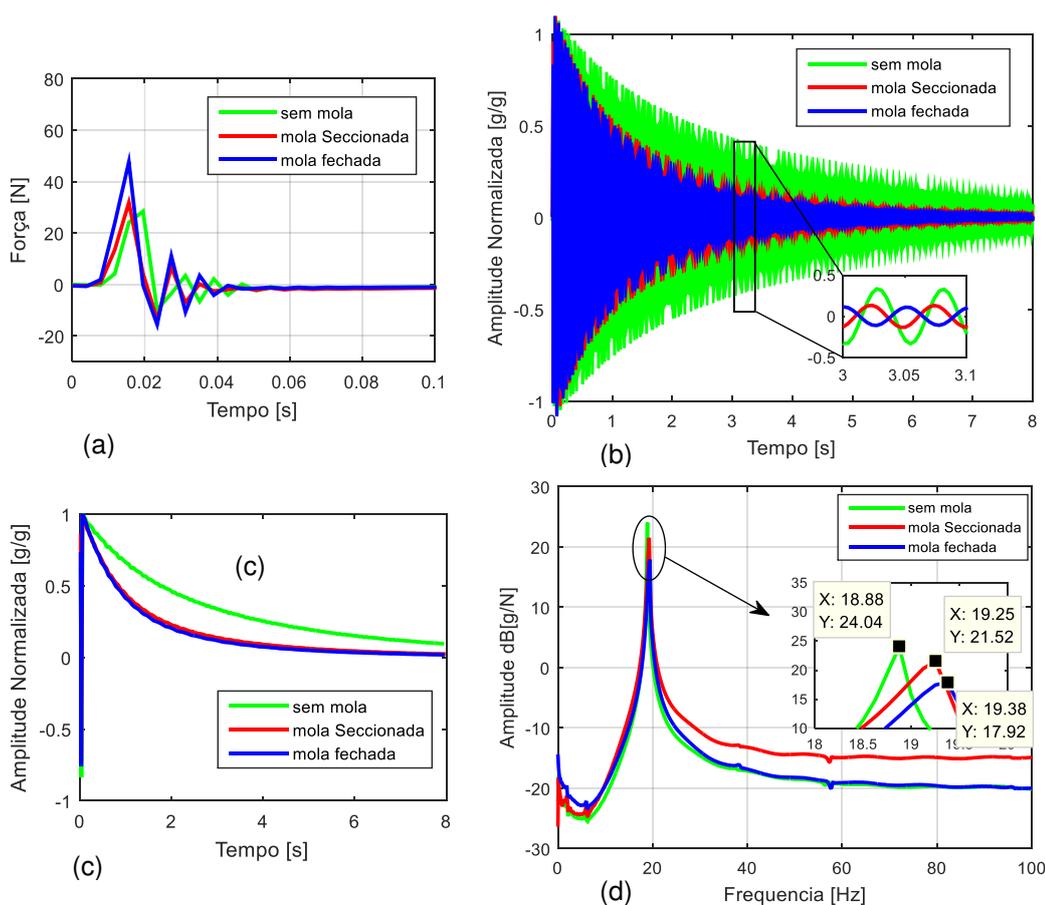


Figura 49 - Resposta ao impacto (a) excitação de entrada ou força de impacto, (b) resposta da aceleração lateral domínio do tempo com zoom (detalhe), (c) picos da resposta no tempo da aceleração lateral, (d) resposta no domínio da frequência entrada/saída.

Da mesma forma, um comparativo da resposta em vibração forçada da mesa prismática com e sem molas LMF SE também foi realizado. A partir dos gráficos da FRF na Figura 50 (a) e detalhe (b), foi observado uma redução na amplitude da resposta em relação a mesa prismática sem molas LMF de 3,05 dB, equivale a uma redução de 29,6 % da amplitude [m/N], quando implementada a mola LMF-SE tipo seccionada. Bem como, uma redução de 4,59 dB equivalente a 41,02 % da amplitude da FRF para o caso em que se utiliza a mola do tipo fechada.

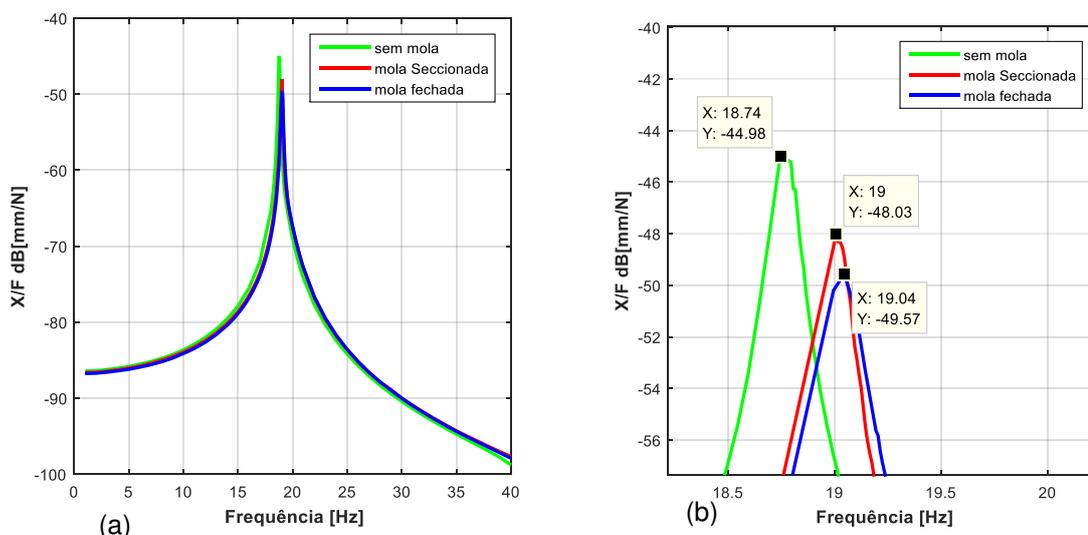


Figura 50 - (a) Função resposta em Frequência, (b) detalhe amplificado dos picos na região de ressonância.

Também foi estimado o amortecimento estrutural da mesa prismática sem e com as molas de LMF-SE, por três técnicas diferentes: identificação pelo método dos mínimos quadrados MMQ, identificação de parâmetro modais pelo pico da FRF, e pelo diagrama de Nyquist.

Um comparativo entre a curva construída experimentalmente e a curva plotada com os valores estimados pelo método dos mínimos quadrados, para a mesa prismática sem e com a implementação das molas LMF-SE, é apresentado na Figura 51 (a), (c) e (e) com detalhe amplificado da região de pico em (b), (d) e (f). Analisando os resultados, observa-se pequenos desvios, na ordem de 1 % entre as curvas, em relação aos valores experimentais. Portanto, o MMQ com a modelagem pelas FRFs é capaz de produzir uma boa estimativa para dos parâmetros. Os valores do amortecimento estrutural obtidos por essa técnica e as outras duas técnicas são apresentadas na Tabela 8.

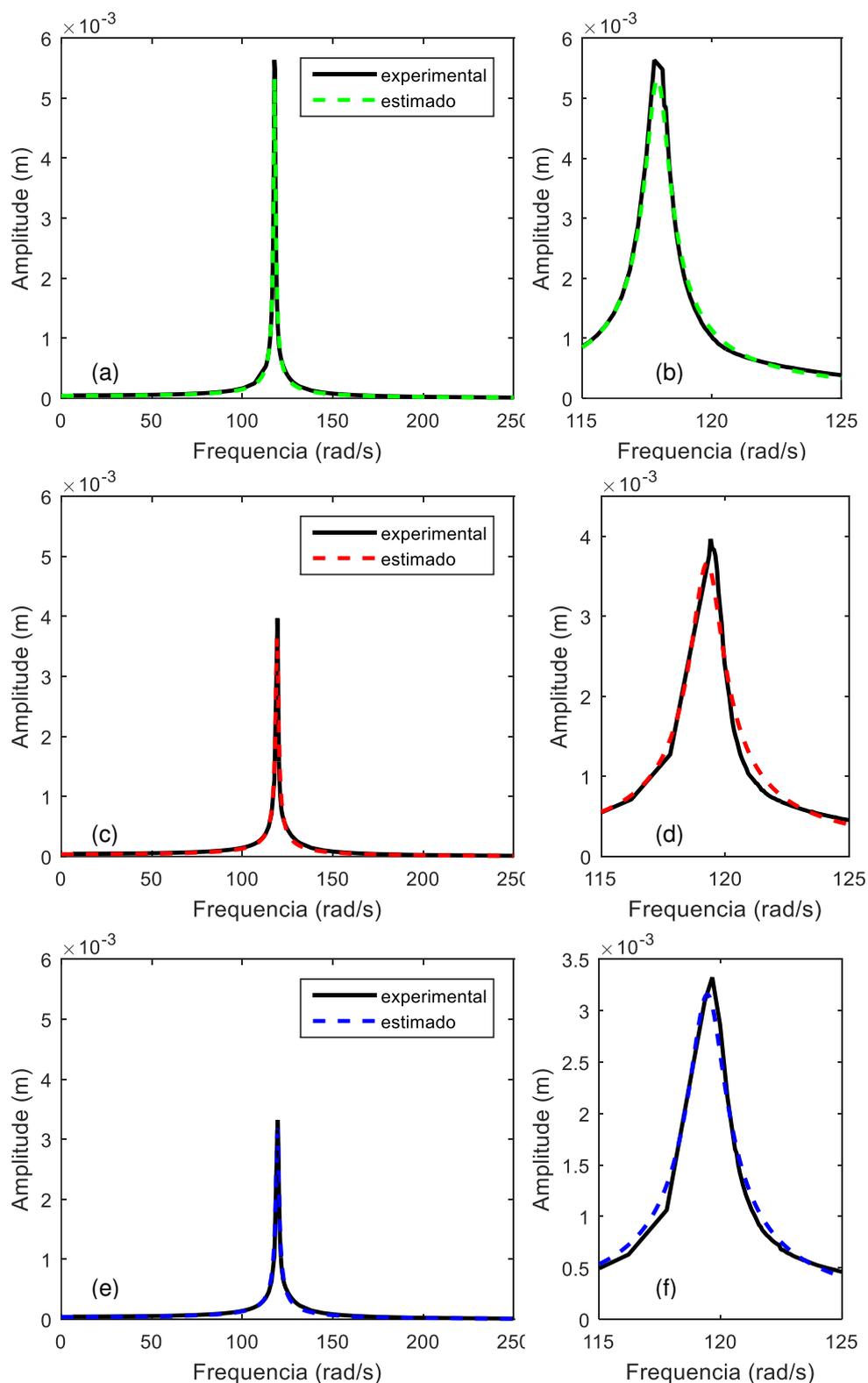


Figura 51 – Gráficos comparativos do amortecimento estrutural pelo MMQ, (a) sem minimola LMF-SE; (c) com minimola fechada, (e) com minimola seccionada, (b), (d) e (f) zoom da região de pico.

A partir da técnica de identificação de parâmetros pelo método da largura de banda são apresentadas as curvas FRF de receptância com os valores de frequência,

no pico máximo e a meia potência destacados para cada caso estudado. A Figura 52 (a) contém a FRF da mesa prismática sem a instalação das molas LMF-SE. Na Figura 52 (b) a FRF da mesa com as molas LMF-SE do tipo seccionada, por último na Figura 52 (c) com as molas LMF-SE do tipo fechada, todas destacando as frequências de centro e laterais.

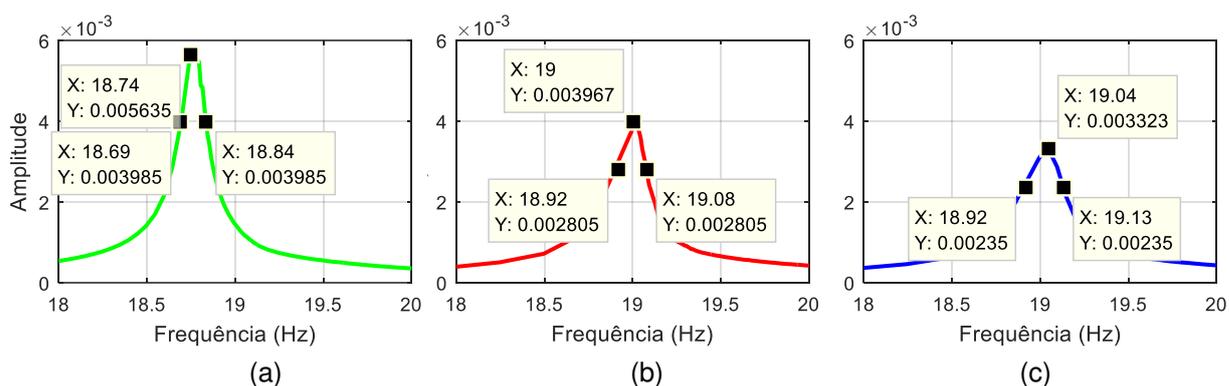


Figura 52 – Curvas FRF pelo método da largura de banda (a) mesa sem minimolas LMF-SE (b) com minimola seccionada, (c) com minimola fechada

Os círculos de Nyquist são apresentados na Figura 53 para cada um dos casos estudados (sem e com minimolas LMF-SE), nos quais, os pontos correspondem aos valores experimentais e a linha cheia correspondem ao resultado de um ajuste de curva circular que utiliza MMQ (Bullock, 2018). Observa-se uma redução no diâmetro do círculo o que caracteriza um incremento de amortecimento.

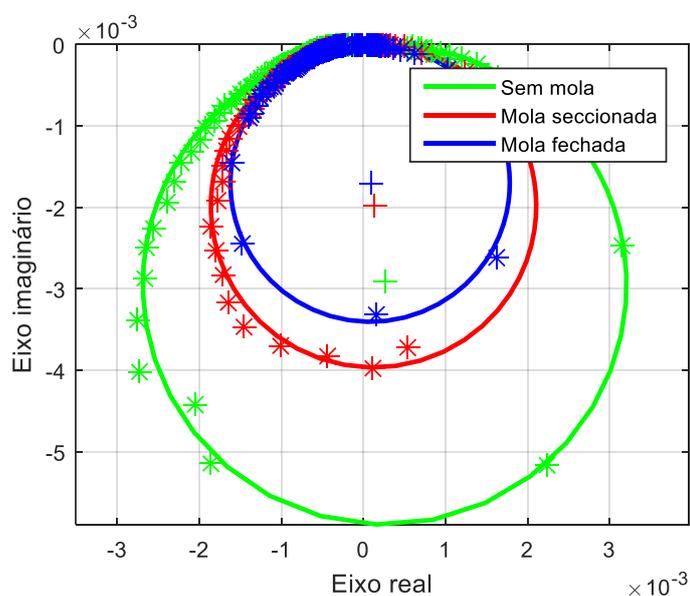


Figura 53 - Diagrama de Nyquist para as três condições de teste

Tabela 8 - Amortecimento estrutural mensurado pelas três técnicas

$k\eta$ [N/m]	MMQ	Pico da FRF	Nyquist
Mesa sem molas	187,9095	132,7403	169,6425
Com mola seccionada	272,7717	149,2353	252,2134
Com mola fechada	316,6730	195,5217	293,7610

Fica evidenciado que a melhor condição de amortecimento ocorreu com a mola do tipo fechada, por apresentar o maior valor de amortecimento por histerese da Tabela 8, e conseqüentemente foi esse o tipo de mola selecionada para a aplicação. Além disso, o método com maior precisão para mensurar o amortecimento foi o diagrama de Nyquist. Através da Equação 19, repetida aqui, e a partir do valor de amortecimento por histerese mensurado experimentalmente por estas técnicas, é possível calcular a energia dissipada por volume de mola. Na condição de ressonância a amplitude do movimento captada pelo sensor de deslocamento, denominado sensor de saída na Figura 33, foi 2,9 mm de pico. Aplicando regras de trigonometria e dados da geometria da mesa prismática, esse movimento de 2,9 mm implica em 4,21 mm de deslocamento ou 210 % de deformação pico a pico nas molas. Da Tabela 8, o amortecimento por histerese do sistema com as molas do tipo fechada foi 293,7610 N/m. Subtraindo deste valor o amortecimento do sistema sem as molas e dividindo pelo número total de molas obtemos um h de 31,029 N/m. O volume da mola do tipo fechada é $1,018 \times 10^{-9} \text{ m}^3$. Aplicando estes valores na Equação 19 e dividindo pelo volume da mola chega-se a um valor de energia por volume de mola de $1,701 \text{ MJ/m}^3$.

$$Wd = \pi h X^2 \quad (19)$$

Além destes resultados de seleção do tipo de minimola, a bancada experimental 1, modificada como descrito na fase 3, permitiu um estudo mais aprofundado do comportamento da propriedade de amortecimento por histerese das minimolas, quando aplicadas em um sistema mecânico. Como a taxa de aquisição de dados foi de 2400 Hz a janela em frequência utilizável para a FRF é de 0 a 1200 Hz, porem como já informado o sweep de senos foi de 1 Hz a 40 Hz e conseqüentemente, toda a faixa de frequências fora desse intervalo foi desprezada. A Figura 54 apresenta

um diagrama de Bode com o ângulo de fase para o sistema obtido no SEAM. Observe claramente a curva de receptância clássica para um sistema com 1GDL, como a apresentada na Figura 48. A diferença é que na Figura 48 a FRF foi obtida pela aquisição dos sinais de entrada e saída com intervalos de tempo e frequência fixos para cada ponto da FRF da maneira que foi descrito na fase 3. Entretanto com a modificação na bancada experimental 1, denominada SEAM o incremento em frequência passou a ser automatizado pelo sweep de senos, otimizando o tempo de execução do experimento.

Destaca-se que a ressonância ocorreu em 18,63 Hz com ângulo de fase de -90° como reportado na literatura clássica de análise modal (Ewins, 1984; Fu, 2001; Brown, 2010; Paez, 2010). A partir desta curva é possível calcular a rigidez equivalente do sistema, aplicando o valor coletado, no diagrama de Bode da Figura 54, para a região de baixa frequência na Equação 23 que foi repetida aqui após manipulação matemática.

$$k_{eq} = \frac{1}{10^{\text{amplitude em 0Hz}}} = \frac{1}{10^{-4,302}} = 20044,72 \text{ N/m} \quad (23a)$$

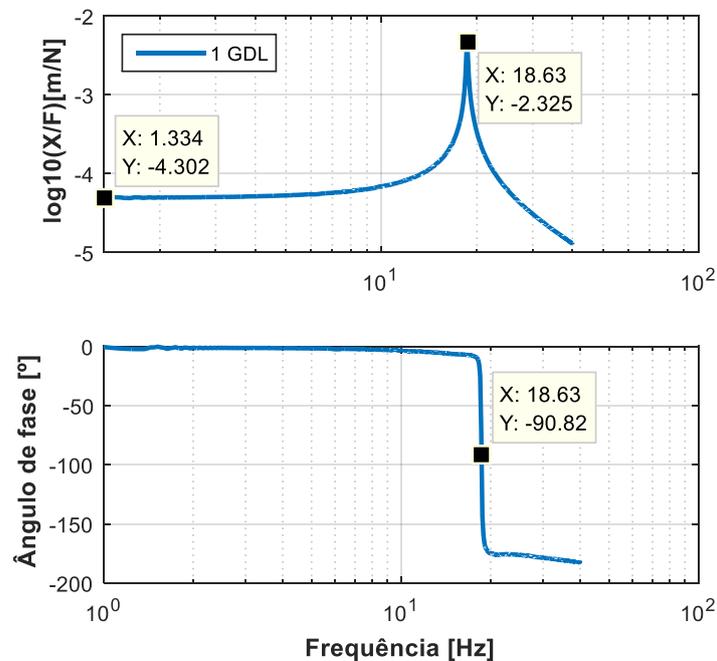


Figura 54 - Diagrama de Bode para a bancada experimental 1

Neste caso o valor de rigidez obtido experimentalmente foi bem próximo ao teórico com um erro de 0,01 %. A partir do diagrama de Nyquist para o sistema 1GDL do SEAM, o círculo de maior diâmetro na Figura 55, foi estimado um amortecimento material $h_{eq} = 211,75$ N/m como já descrito calculando o inverso do diâmetro do círculo de Nyquist, lembrando que $h = k\eta$ e aplicando o valor de rigidez obtido pelo diagrama de Bode, $k_{eq} = 20044,72$ N/m temos que $\eta_{eq} = 0,0105$. Esse é o fator de amortecimento material equivalente para o 1GDL do SEAM sem minimolas instaladas. Como a rigidez do sistema vem das colunas, que são quatro laminas de aço e neste caso o fator de perda para o aço, $\eta_{aço} = 0,0105/4 = 0,0026$ valor coerente com a literatura (0,001 a 0,008)(Beards, 1996).

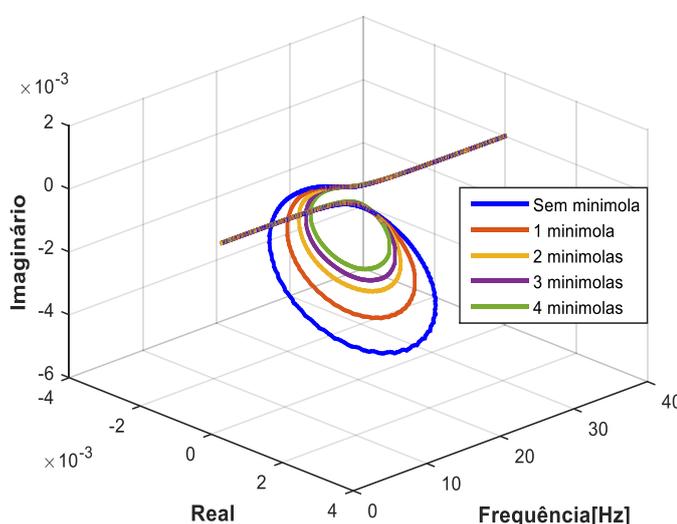


Figura 55 - Diagrama de Nyquist para o SEAM

Também na Figura 55 é apresentado o diagrama de Nyquist para os casos com uma, duas, três e quatro minimolas LMF SE montadas no SEAM. Como esperado a medida em que se aumenta o número de minimolas em paralelo o amortecimento também cresce, observando que quanto menor o diâmetro do círculo de Nyquist maior é o amortecimento do sistema ressonante.

A Tabela 9 traz um resumo dos valores experimentais da rigidez, amortecimento por histerese e fator de perda. A rigidez equivalente foi calculada de duas formas diferentes, uma utilizando a Equação 23a que foi denominada por k_{eq} ; e a outra utilizando a Equação 2, denominada k_{res} para cada um dos casos aplicando as minimolas.

A rigidez equivalente para as minimolas também foi calculada de duas formas distintas, uma utilizando a diferença entre os valores de k_{eq} com e sem a implementação das minimolas, denominada de k_m^b a rigidez das minimolas para baixa amplitude de deslocamento do 1GDL; e fazendo a diferença entre os valores de k_{res} também com e sem a implementação das minimolas, denominada rigidez das minimolas para altas amplitudes de deslocamento do 1GDL, k_m^a . Observando que para a rigidez calculada pela Equação 23a a amplitude do deslocamento da massa do 1GDL é mínima por estar afastada da ressonância, e quando calculada pela Equação 2 a amplitude é máxima por se tratar da região de ressonância. Destaca-se que a diferença percentual foi mínima para os valores de rigidez do 1GDL, sem a implementação das minimolas $(k_{res} - k_{eq})/k_{eq}$, quando calculada pelos dois métodos na ordem de 1,41 %, isto ocorre porque a rigidez do aço é independente da amplitude de deformação desde que seja mantida dentro da região linear elástica. Por outro lado, a rigidez das minimolas é fortemente afetada pela amplitude de deslocamento da massa do 1GDL, chegando o k_m^b de até quase 3 vezes o valor de k_m^a para o caso com uma minimola.

Tabela 9 – Parâmetros de rigidez, amortecimento por histerese e fator de perda estimados pelo SEAM

	1GDL	1 minimola	2 minimolas	3 minimolas	4 minimolas	unidade
h_{eq}	211,7533	271,2024	339,3866	380,6422	428,1447	N/m
h_{LMF}	-	59,4491	127,6333	168,8889	216,3914	N/m
k_{eq}	20044,00	21142,36	21753,17	22325,79	22868,42	N/m
k_{res}	20332,18	20701,18	21109,12	21546,76	22056,51	N/m
k_m^b	-	1098,40	1709,20	2280,18	2824,40	N/m
k_m^a	-	369,00	776,94	1214,58	1724,33	N/m
η_m^b	$\eta_{aço} = 0,0026$	0,0541	0,0747	0,0740	0,0766	-
η_m^a		0,1649	0,1681	0,1391	0,1255	-

O amortecimento por histerese das minimolas LMF SE h_{LMF} , foi calculado fazendo a subtração do amortecimento por histerese h_{eq} do 1GDL com a

implementação das minimolas, do h_{eq} sem a implementação das minimolas. O fator de perda das minimolas foi calculado para as duas condições de amplitude (baixa e alta) fazendo a divisão do h_{LMF} pela rigidez da minimola. Para a região de baixa amplitude η_m^b foi utilizado a rigidez para baixa amplitude k_m^b e da mesma forma para a alta amplitude a correspondente rigidez. O fator de perda para baixa amplitude de deslocamento teve pouca influência do número de molas associadas em paralelo, a partir de duas minimolas permanecendo praticamente 0,074 para 3 e 4 minimolas. Porém na região de alta amplitude de deformação, o fator de perda permaneceu o mesmo para uma e duas minimolas, 0,16 e teve uma leve queda para três e quatro minimolas, 0,13. Fazendo uma comparação dos valores de fator de perda mensurados no SEAM com os relatados por outros pesquisadores para as LMF NiTi, observa-se que para a região de baixa amplitude os valores se assemelham aos encontrados para a fase martensítica situada entre 0,01 a 0,08 dependendo da composição química e do tratamento térmico. Os valores mensurados na região de alta amplitude se aproximam dos valores de pico de transição que podem oscilar de 0,1 a 0,26 (San Juan e Nó, 2003; Van Humbeeck, 2003; Cai *et al.*, 2005; Chen *et al.*, 2009).

Na Figura 56 (a) foi plotado a resposta em força x deformação x tempo para uma minimolas ao deslocamento da massa do 1GDL do SEAM durante o sweep de senos. Observa-se no gráfico 3D que no início do sweep a amplitude de deformação foi baixa e cresceu gradativamente até a região de ressonância. Na Figura 56 (b) foi selecionado uma janela de 1s nesta região e destacada em azul um ciclo central. Em seguida, esse mesmo ciclo foi plotado na Figura 56 (c) em 2D. Na Figura 56 (d) foi realizada uma comparação plotado um ciclo para cada caso de associação de minimolas aplicadas no SEAM, com uma, duas, três e quatro minimolas. Como esperado houve um incremento no valor máximo da força de resposta com o incremento no número de molas acopladas em paralelo.

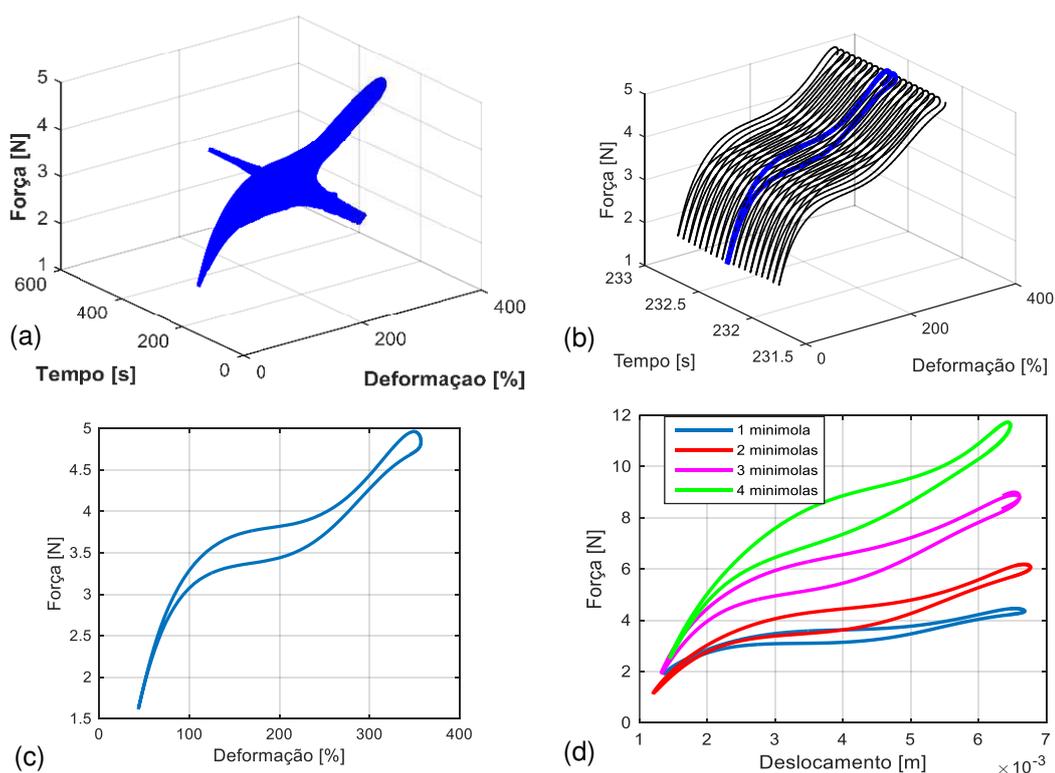


Figura 56 - Resposta em força das minimolas aplicadas ao SEAM (a) 3D força x deformação x tempo. (b) janela de 1 segundo na ressonância. (c) um ciclo na ressonância. (d) um ciclo na ressonância para cada associação de mola.

4.4 Verificar da influência da frequência, da amplitude de deformação, e da temperatura no amortecimento por histerese do tipo de mola selecionado na fase anterior

A Figura 57 apresenta as curvas obtidas no DMA para vários ciclos de força versus deformação a temperatura ambiente, para a mola selecionada na fase 3. Neste caso, a minimola do tipo fechada, partindo de uma posição de offset (300 %) e a cada ciclo, a amplitude era aumentada de 10 % em 10 %. As curvas da Figura 57 demonstram que, para a mesma frequência, a rigidez secante tende a diminuir com o aumento da amplitude, porém a área do ciclo tende a aumentar de maneira que, aparentemente, o fator de perda se torna inversamente proporcional a rigidez secante.

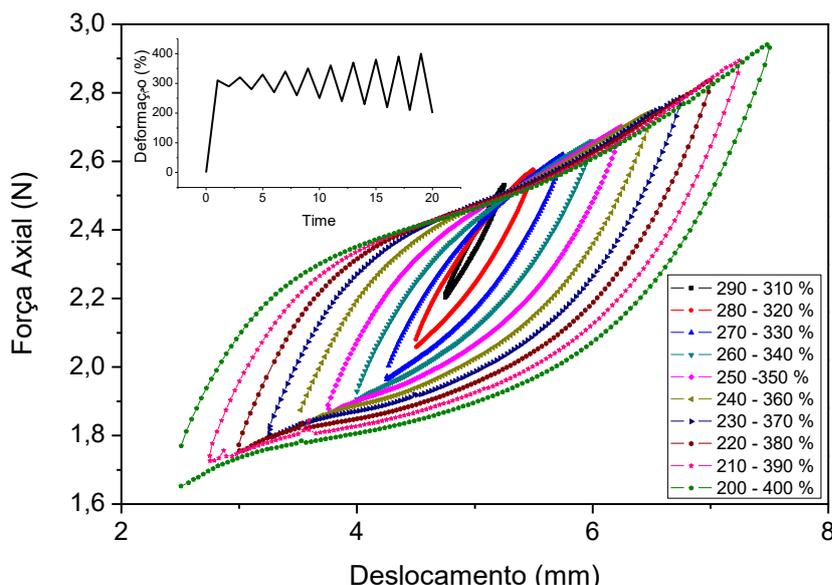


Figura 57 - Curvas Força x deformação (mini mola fechada)

A partir da Figura 57, foram traçadas as curvas da rigidez secante em função da amplitude de deformação e a energia dissipada por volume da mola, conforme apresentadas nas Figura 58. Os valores de energia dissipada correspondem a metade da energia dissipada para um fio na mesma frequência (Oliveira, 2014). Esse fato pode ser atribuído à geometria da mola. Observando que o estado de tensões nas espiras de uma mola tracionada é totalmente diferente do estado de tensões em um fio tracionado. Por outro lado, na curva da energia dissipada em função da amplitude de deformação apresentada na Figura 58 (a), quanto maior a amplitude maior a energia perdida. Também se observa uma leve linearidade a partir de 80 % de deformação até 200 %. O comportamento da rigidez secante pode ser observado na curva da Figura 58 (b), na qual, fica evidenciada a tendência de queda no valor da rigidez em função da amplitude de pico. Também é possível observar um comportamento exponencial da rigidez secante com a amplitude de deformação na mola. Estes resultados foram avaliados para um teste de tração quase-estático em que além de estarem sob temperatura constante no interior do DMA, o efeito do auto aquecimento foi desprezado.

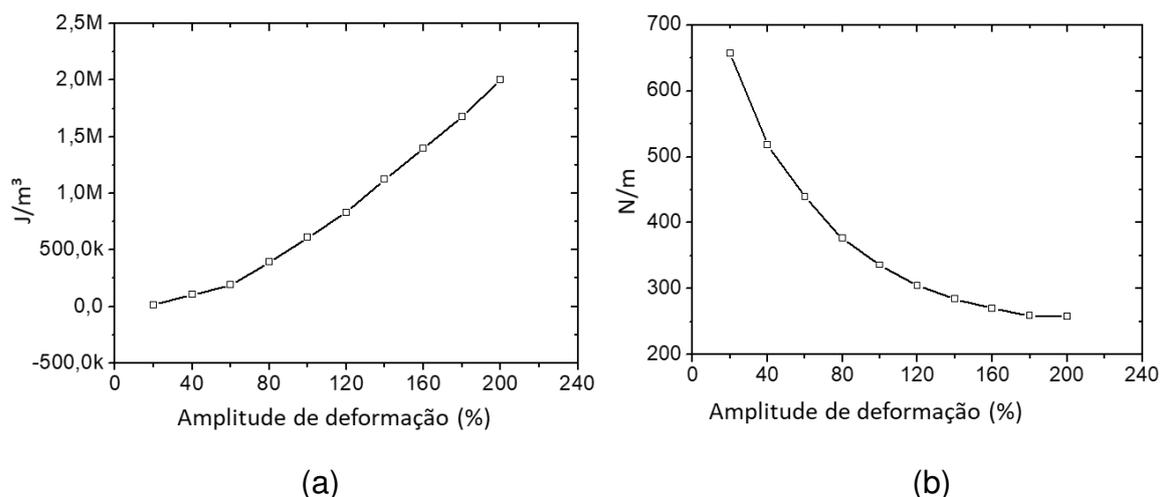


Figura 58 – Curva de resposta (mini mola fechada) (a) energia dissipada versus amplitude de deformação, (b) rigidez secante versus amplitude de deformação.

Por outro lado, para verificar o efeito da temperatura foram realizados ciclos de força versus deformação quase-estático com isotermas partindo de 10 °C como descrito na fase 4 do fluxograma da Figura 30. O resultado é apresentado em forma de curvas de contorno como pode ser observado na Figura 59.

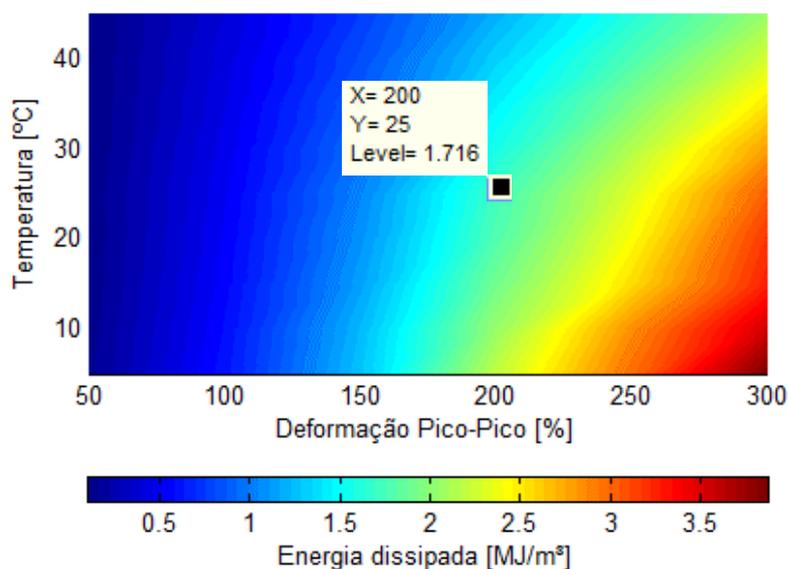


Figura 59 - Energia dissipada por volume de mini mola fechada em função da temperatura e deformação.

Observa-se que uma variação positiva de 10 °C na temperatura do ensaio provoca uma queda de 1 MJ/m^3 na energia dissipada. Em termos percentuais 20 % de incremento em temperatura provoca uma queda de quase 50 % na energia dissipada.

Para verificar o efeito da taxa de deformação, foi utilizada a montagem apresentada na Figura 36. Nesta análise é possível observar a influência da variação da frequência, bem como, da amplitude na energia de dissipação. O resultado é apresentado, por meio do gráfico na Figura 60.

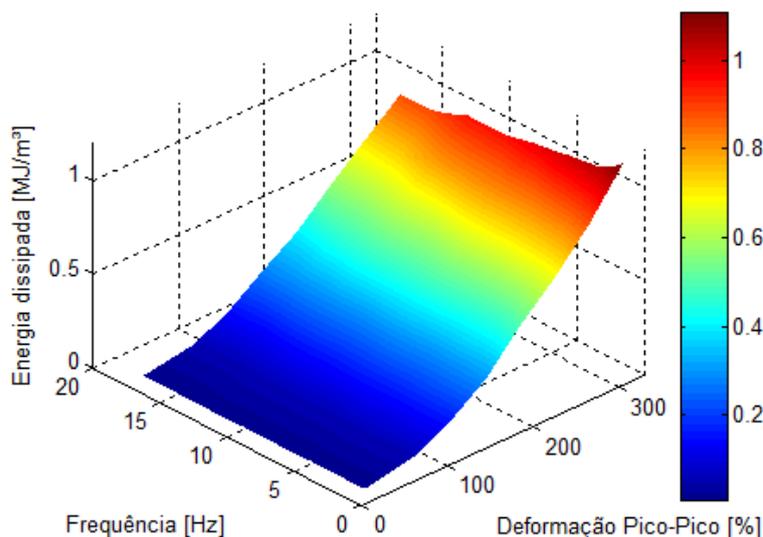


Figura 60 - Energia de dissipação em função da frequência e amplitude de deformação

Este gráfico foi plotado a partir da área entre curvas, do loop número 64 para cada par de valores (frequência – amplitude). Foi observado que uma variação positiva de 300 % (5 Hz -15 Hz) na frequência provoca uma queda de -0,76 dB no valor de pico da energia dissipada. Por outro lado, um aumento de 300% na amplitude provoca um aumento de +9,65 dB no valor de pico da energia dissipada, ficando evidenciada uma maior influência da amplitude de deformação. Porém quando comparado ao pico de energia a 200 % de deformação pico a pico do ensaio quase estático Figura 58 (a) que chegou a 2 MJ/m³ a energia dissipada caiu mais de 50 % com o efeito da taxa que deve provocar o auto aquecimento.

O gráfico da Figura 61 foi plotado tomando a inclinação da reta secante do loop número 64 para cada par de amplitude e frequência das curvas força – deformação para a mola fechada. Como pode ser observado, a rigidez secante tem forte influência da amplitude de deformação e decresce com o aumento da amplitude. De maneira semelhante a rigidez secante tem pouca influência com a variação de frequência, porém um aumento na frequência provoca também um aumento na rigidez.

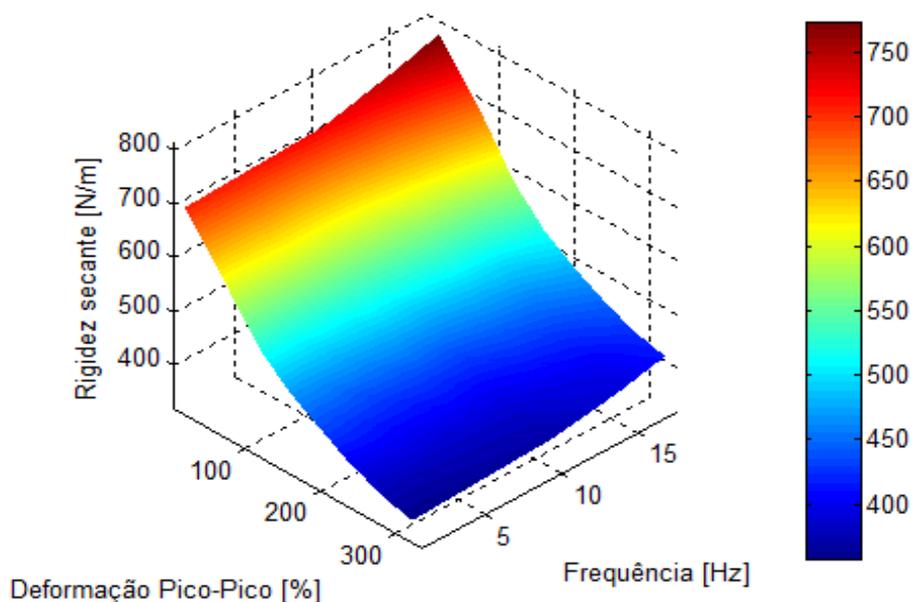


Figura 61 - Rigidez secante em função da frequência e amplitude de deformação

Para se extrapolar o limite técnico da máquina E10000, foram repetidos os ensaios de força deformação na bancada experimental 2, conforme já descrito na fase 4. O monitoramento da temperatura foi capaz de captar o auto aquecimento da mola, como pode ser observado no gráfico da Figura 62. Neste gráfico, a variação de temperatura é plotada em função do tempo para os ciclos de força versus deformação com amplitude de 300 % pico a pico. Durante as oscilações a temperatura foi monitorada até ser atingido a máxima amplitude de temperatura e entrar em equilíbrio térmico, após algum tempo a oscilação era interrompida e se aguardava o resfriamento até a temperatura ambiente, conforme também foi observada uma curva de resfriamento exponencial como a descrita por He *et al.* (2010). Para a frequência de 50 Hz houve uma variação da temperatura, em relação a temperatura ambiente, de 15 °C o que correspondeu a um pico de 40 °C. Além disso, mesmo para a baixa frequência de 1Hz houve alteração na temperatura, embora pequena, porém acima da temperatura ambiente, como observado na ampliação em detalhe da Figura 62.

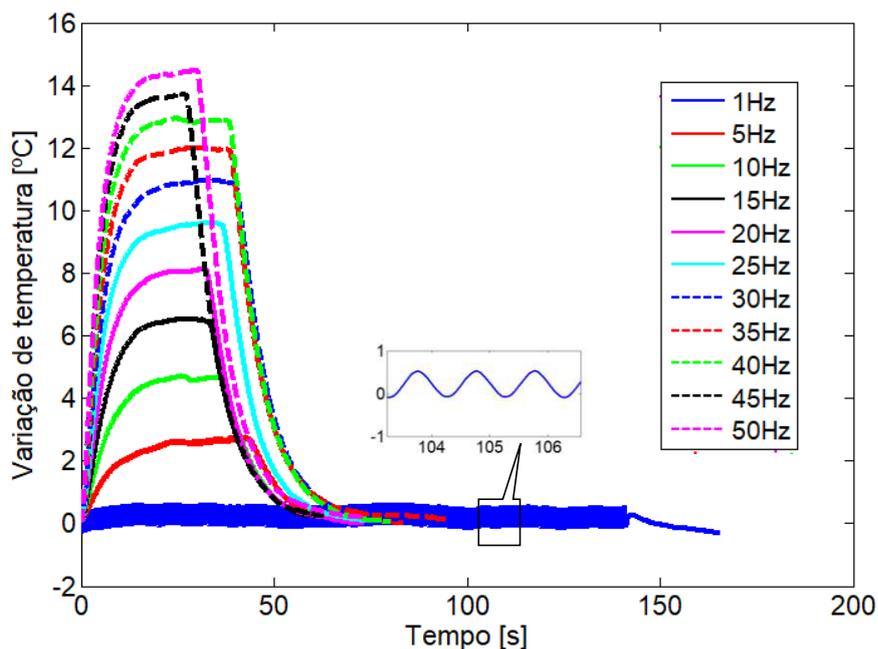


Figura 62 - Variação de temperatura na mini mola fechada com 300% de amplitude de pico a pico em função da frequência.

Foram obtidas a partir da bancada experimental 2, as curvas de superfície para a energia dissipada por volume da mola tipo fechada, em função da frequência e amplitude de deformação para as condições: com refrigeração forçada observada na Figura 63 e sem refrigeração forçada apresentada na Figura 64.

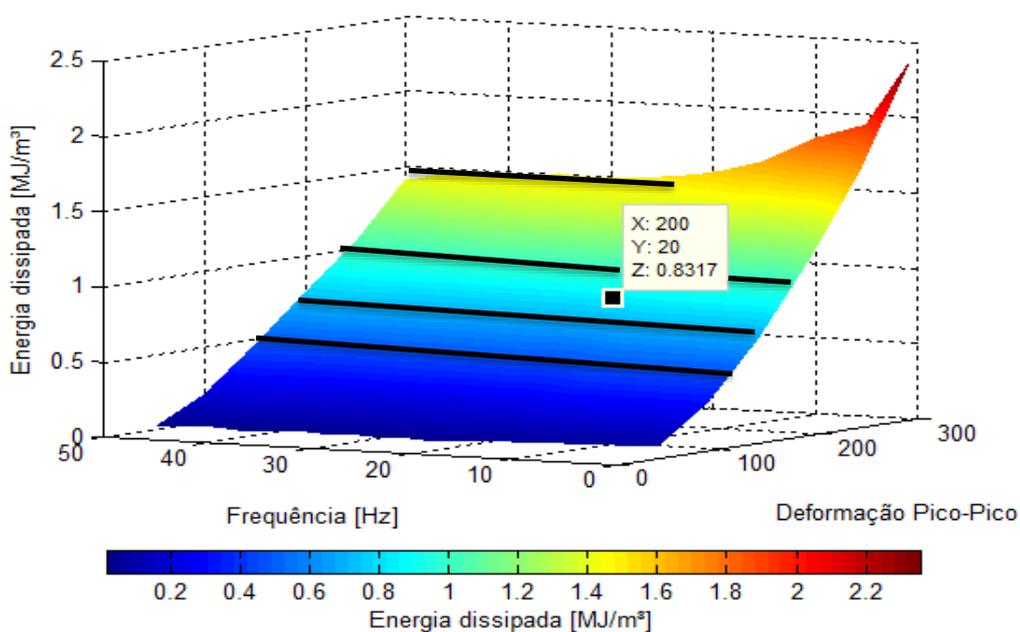


Figura 63 - Energia dissipada por volume da mola tipo fechada em função da frequência e amplitude de deformação para a condição com refrigeração forçada.

Para o caso com refrigeração forçada, observa-se uma condição de equilíbrio a partir de 25 Hz até 50 Hz, para cada patamar de amplitude de deformação, destacado nas linhas pretas traçadas na superfície da Figura 63. Na Figura 64, também foi plotada diferenciando da condição sem refrigeração forçada, que para cada par frequência – amplitude de deformação ocorreu variação como destacada nas setas traçadas na superfície.

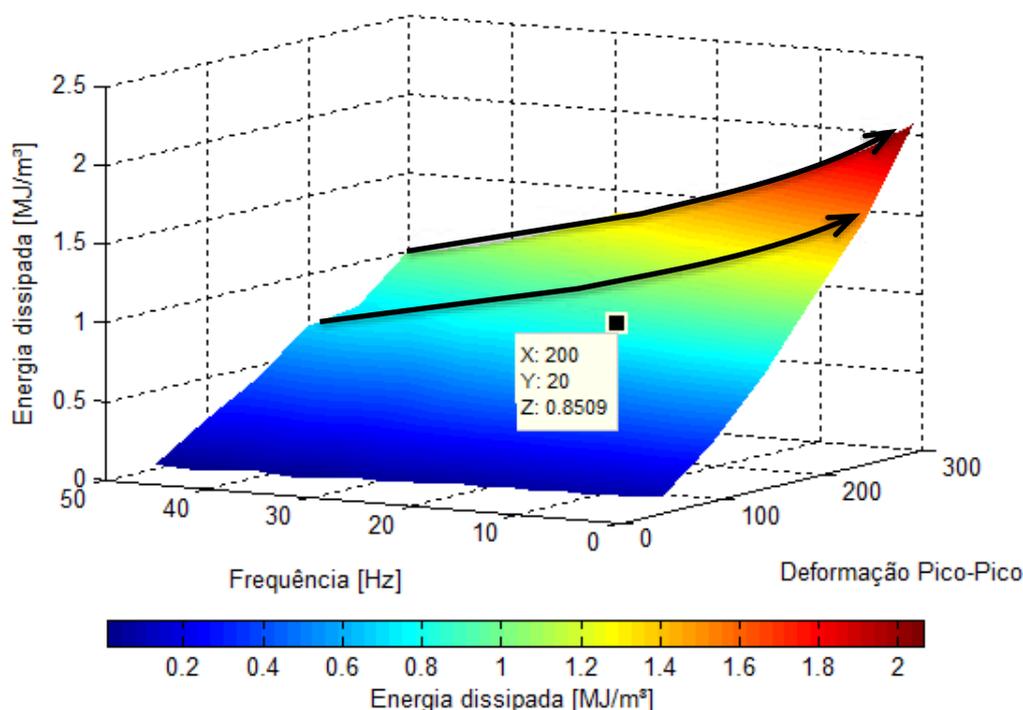


Figura 64 - Energia dissipada por volume da mola do tipo fechada para a condição sem refrigeração forçada.

Confrontando o comportamento da energia dissipada no caso isotérmico quase estático, observado na Figura 59, com o caso dinâmico observado nas Figura 63 e Figura 64, conclui-se que a taxa de deformação afeta negativamente o valor da energia dissipada, de maneira semelhante ao que ocorre na variação de temperatura na Figura 59.

Comparando a energia dissipada por volume da mola do tipo fechada, calculada a partir do resultado do amortecimento por histerese de $1,701 \text{ MJ/m}^3$, contra os pontos em destaque nas Figuras Figura 59, 60 e 61 com $1,71 \text{ MJ/m}^3$, $0,8317 \text{ MJ/m}^3$ e $0,8509 \text{ MJ/m}^3$ respectivamente. Podemos concluir que o mapa de energia dissipada

em função da temperatura, com deslocamento quase estático representou bem a resposta na aplicação real, a pesar de se observar uma forte influencia da dinâmica do movimento na energia dissipada, provocando uma queda de aproximadamente 50 % (de 1,71 MJ/m³ para 0,83 MJ/m³).

A partir destes resultados e do comportamento da resposta em força das minimolas, observado no SEAM, foi proposto um modelo funcional analítico para as minimolas LMF SE do tipo fechada. Partindo da Equação 21 da FRF do tipo receptância repetida aqui, em que a rigidez e o amortecimento por histerese são invariáveis com a frequência para materiais de comportamento linear. A ideia foi acrescentar o valor de rigidez e amortecimento por histerese do elemento minimola k_{LMF}, h_{LMF} a rigidez e amortecimento por histerese do sistema 1GDL k_s, h_s , como mostrado na Equação 26.

$$\alpha(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k_s - m\omega^2 + ih_s} \quad (21)$$

$$X = \frac{F_0}{k_s + k_{LMF} - m\omega^2 + i(h_s + h_{LMF})} \quad (26)$$

Porém como visto, a rigidez das minimolas LMF SE são dependentes da amplitude de deformação, que para o 1GDL do SEAM é variável ao longo do sweep de senos e conseqüentemente torna a rigidez das minimolas dependentes da frequência de excitação. Desta forma tomando a razão entre as frequências de excitação e a frequência natural do 1GDL do SEAM, $r = \omega/\omega_n$ podemos escrever a rigidez das minimolas como na Equação 26, em que n é um número inteiro que determina a severidade de mudança da rigidez das minimolas.

$$k_{LMF} = \frac{k_m^a}{2} \left(\frac{2k_m^b}{k_m^a} \right)^{(1-r^n)} + \frac{k_m^a}{2} \left(\frac{2k_m^b}{k_m^a} \right)^{(1-r^{-n})} \quad (26)$$

A Figura 65 foi plotada a partir da Equação 26 e mostra a variação de rigidez das minimolas em função da frequência. O valor de n foi estimado por observação do comportamento da FRF experimental para cada um dos casos com uma, duas, três e quatro minimolas. Para fazer isso, foi realizada uma simulação numérica que testa valores inteiros de n na Equação 26 e compara a FRF analítica com a FRF experimental, calculando o erro entre os dois valores. A interação numérica termina

quando o erro médio é menor ou igual a 2 %. Observa-se na Figura 65 que para o caso com uma minimola a mudança de rigidez de k_m^b para k_m^a foi bem acentuada (de b para a na Figura 65). Com $n = 16$ para acompanhar o comportamento experimental observado na Figura 66. Para o caso com duas minimolas o $n = 12$, no caso com três minimolas o $n = 8$, e para o caso com 4 minimolas o $n = 6$. Quanto maior o valor de n na Equação 26, mais abrupta será a mudança da rigidez durante a evolução do sweep de senos.

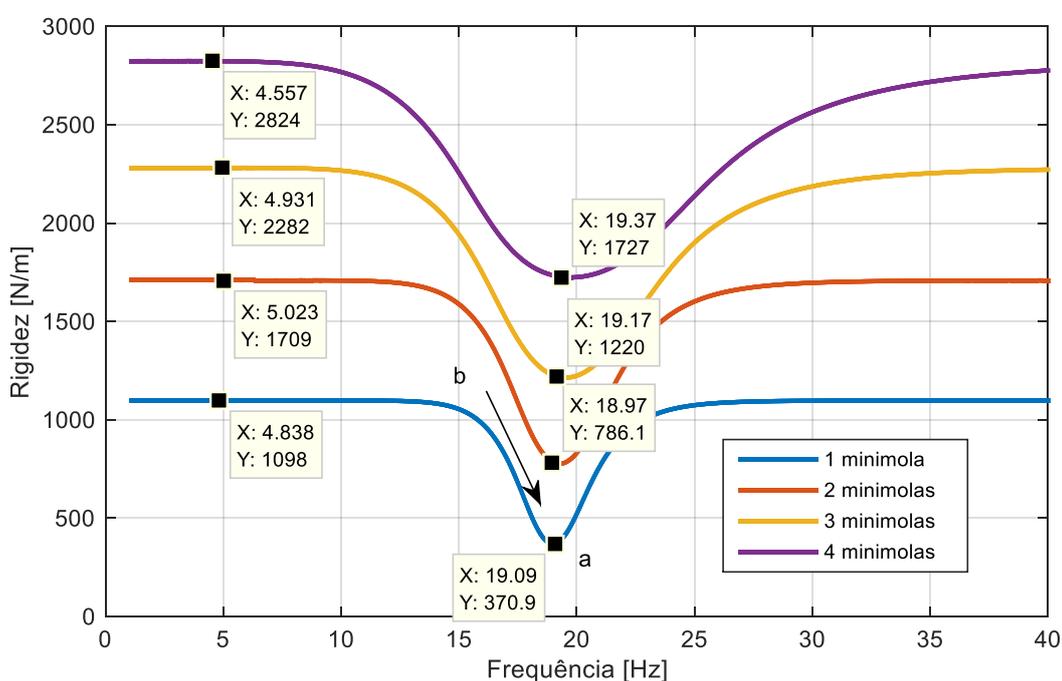


Figura 65 - Variação da rigidez das minimolas em função da frequência de excitação.

A Figura 66 mostra um comparativo entre as FRF's experimentais e as FRF analíticas plotadas a partir da Equação 26 para os casos com uma, duas, três e quatro minimolas. Observa-se uma excelente correspondência entre as curvas, o erro máximo encontrado na simulação numérica para determinar o valor de n foi de 8 %, com o erro médio foi inferior a 1,5 % e o desvio padrão da média de até 2,5 %.

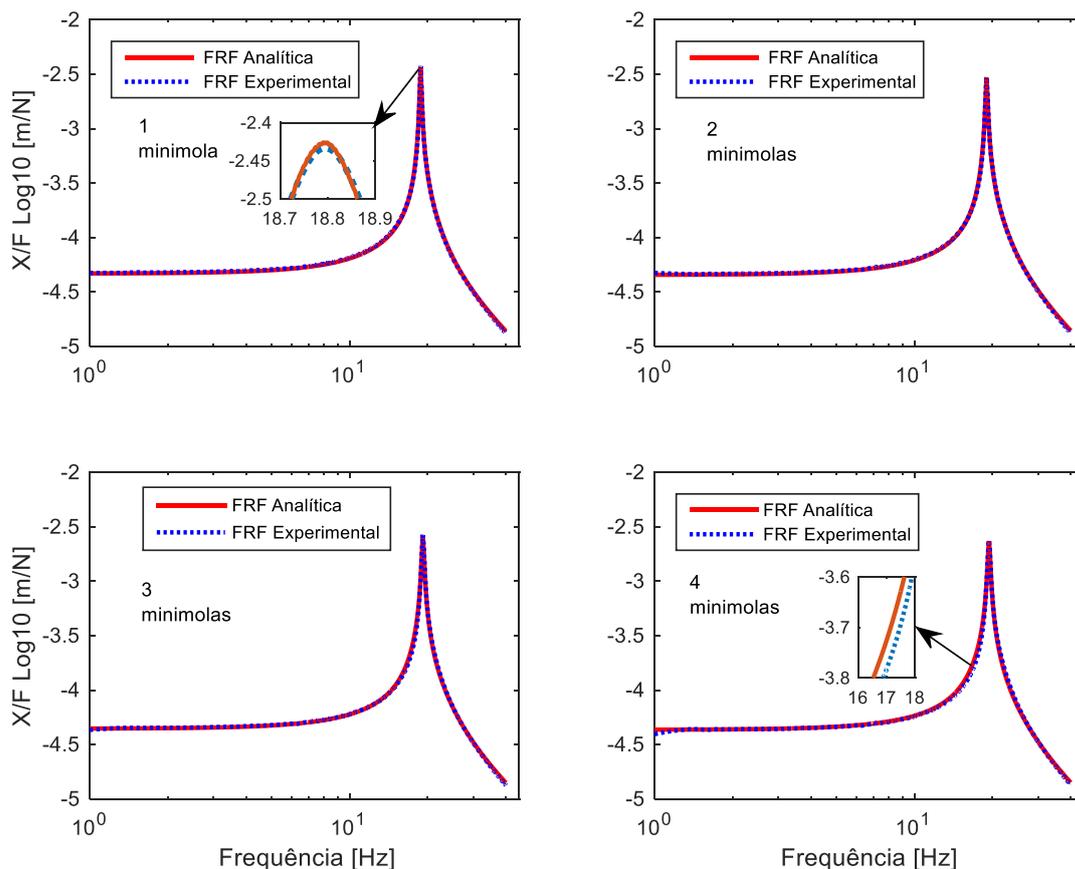


Figura 66 - FRF analíticas e experimentais do SEAM.

4.5 Características do aero gerador e análise modal das pás

As características de funcionamento do aero gerador de 160 W foram coletadas, a partir das especificações técnicas fornecidas no manual do usuário. Onde a rotação mínima necessária para gerar energia é de 7 Hz (420 rpm), e a velocidade de vento deve ser a cima de 2,7 m/s. Além disso, a massa do conjunto rotor pás e gerador foi mensurada em 4,73 Kg. Já as pás, apresentam uma massa média de 176,44 g. Em sequência, após coletar todos os perfis por meio do aparato experimental montado na fase 5, foi construída uma pá em ambiente CAD conforme sequência de etapas apresentado na Figura 67.

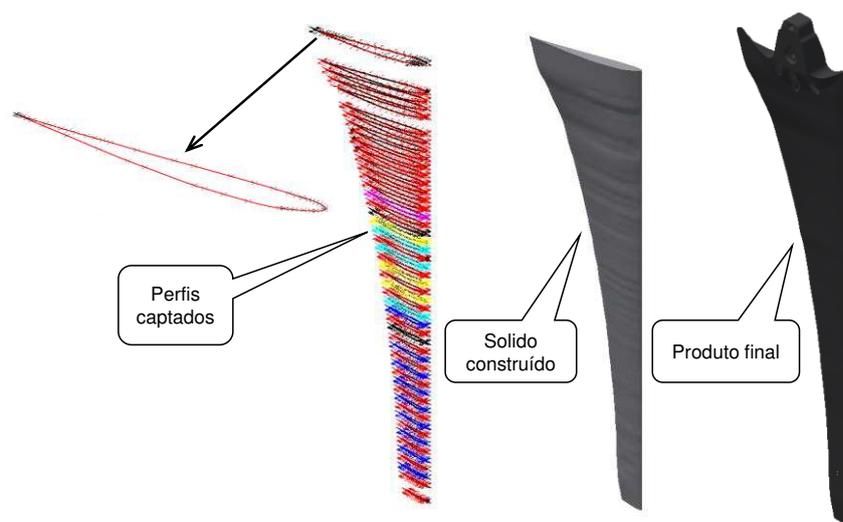


Figura 67 - Sequência de construção da pá em ambiente CAD

A partir do desenho CAD da pá, foi mensurado, via software, o volume e calculado analiticamente a densidade volumétrica aproximada. Além disso, o módulo de elasticidade foi obtido por ajuste, através do experimento realizado na fase 6. Os resultados são apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 - Propriedades físicas da pá mensuradas/ajustadas

Propriedade	Valor	Unidade
Volume	174953,94	mm ³
Massa	176,44	g
Densidade	1,0085	g/cm ³
Módulo de elasticidade	6,788	GPa

A partir do experimento da fase 6 foi ajustado o valor do módulo de elasticidade da pá, por meio de uma análise por elementos finitos. Nesta análise, a pá foi mono engastada e aplicado um carregamento concentrado na extremidade simulando o experimento da fase 6. Para o ajuste da curva força versus deflexão da ponta, foram tomados três diferentes valores de módulo. Para cada módulo, foram aplicadas as cargas e mensurado o deslocamento da ponta de maneira similar ao experimental. Os valores de carga e respectivos deslocamentos experimentais e simulados são resumidos na Tabela 11.

Tabela 11 - Carga aplicada na extremidade da pá e respectivos deslocamentos experimental e correspondente MEF.

Força [N]	Y exp [mm]	Y1 num [mm]	Y2 num [mm]	Y3 num [mm]
0,000	0,00	0,00	0,00	0,00
0,098	1,14	1,30	1,15	1,15
0,196	2,40	2,61	2,30	2,30
0,294	3,30	3,90	3,44	3,44
0,392	4,80	5,20	4,59	4,59
0,491	5,70	6,51	5,75	5,74
0,589	6,90	7,82	6,90	6,89
0,687	8,20	9,12	8,05	8,04
0,784	9,40	10,41	9,19	9,18
0,882	10,40	11,72	10,34	10,33
0,981	11,60	13,02	11,49	11,48
1,079	12,70	14,33	12,64	12,63
1,177	13,70	15,63	13,79	13,77
1,275	14,80	16,92	14,93	14,91
1,373	16,20	18,23	16,08	16,06
média do erro relativo ao experimental =>		12,76%	0,88%	0,83%
		p/ E = 6GPa	p/ E = 6,79GPa	p/ E = 6,788GPa

Observa-se que a menor média do erro relativo ao deslocamento experimental ocorreu para o valor de 6,788 GPa. Utilizando as propriedades físicas apresentadas na Tabela 9, foi realizada então a análise modal para se estimar as quatro primeiras frequências naturais em flexão. Na Figura 68 se observam as formas modais e respectivas frequências naturais na direção do eixo y que equivalem a direção do movimento de *flap-wise* conforme apresentado no esquema da Figura 4.

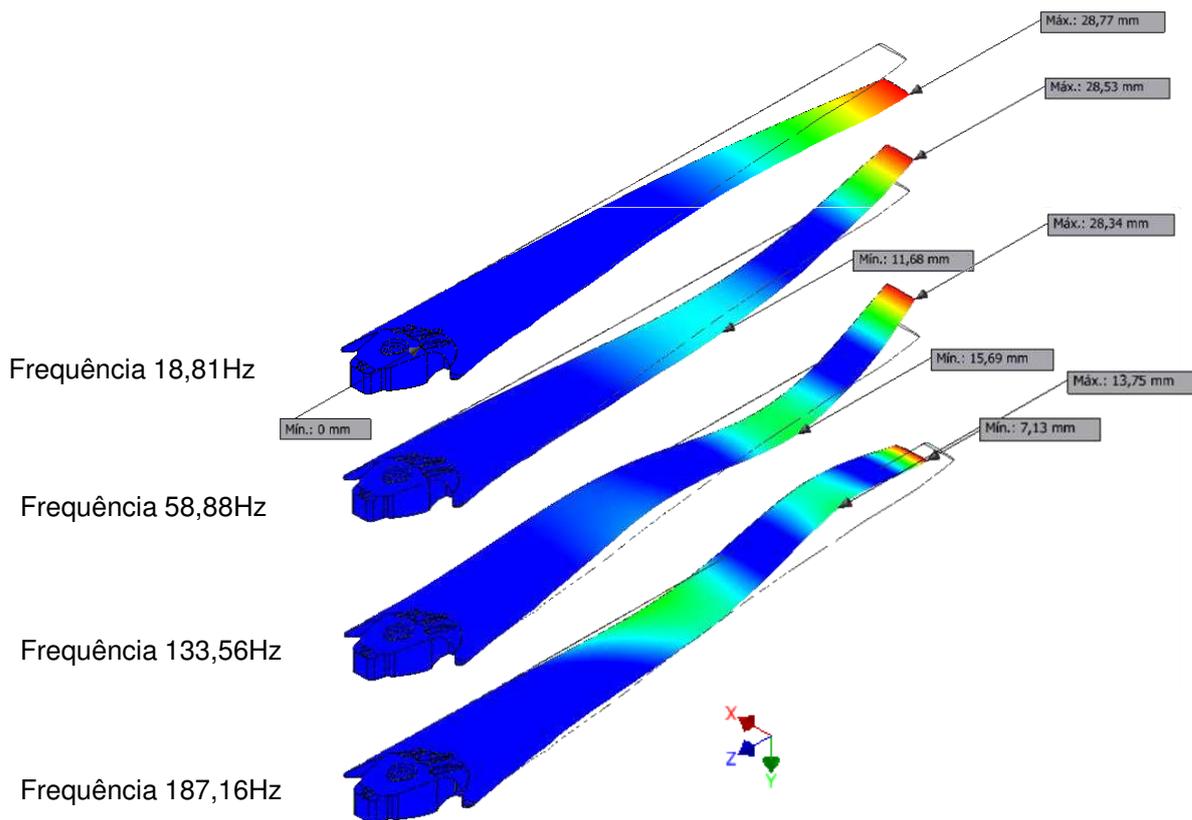


Figura 68 - Formas modais e frequências naturais da pá simuladas pelo MEF.

Estas amplitudes de deformação proporcionam a aplicação das molas do tipo fechada como amortecedor por histerese. Observando que bastaria 10 % destes valores para provocar uma deformação maior que 200 % de pico a pico. Como já mensurada esta condição é suficiente, para que com apenas uma mola, se possa obter um amortecimento por histerese de 31,029 N/m a ser somado ao sistema.

4.6 Análise modal experimental das pás originais e aero gerador

A resposta do teste de impacto (vibração livre) para uma das pás, é apresentada no gráfico da densidade espectral na Figura 69, com a região entre 0 e 150 Hz em zoom. Se observa uma boa correspondência com as frequências encontradas pela análise MEF, com destaque para a frequência de 52 Hz que apresenta a maior densidade espectral.

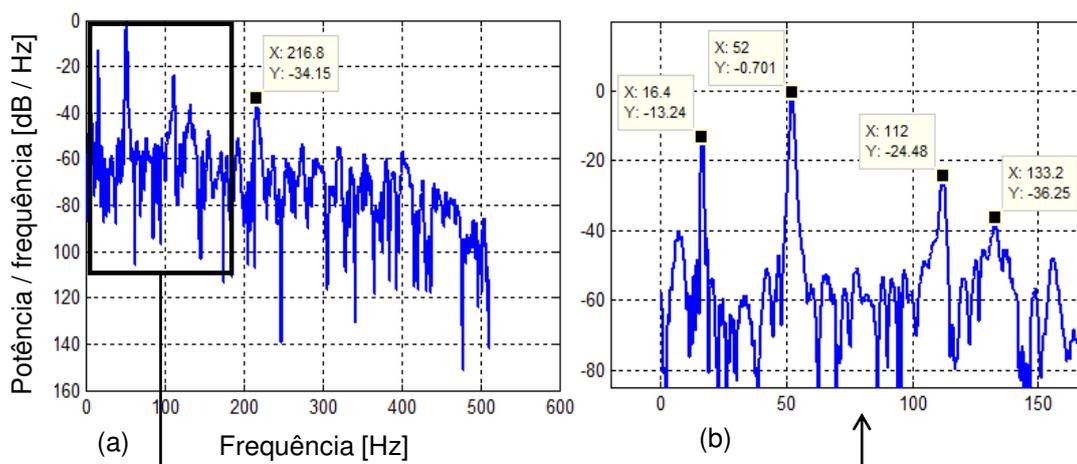


Figura 69 - Densidade espectral da resposta ao impacto de uma das pás com região de 0 a 150Hz em zoom.

A FRF para a mesma pá é apresentada na Figura 70, da mesma forma com a região entre 0 e 150 Hz amplificada. Também é possível observar uma boa correspondência entre as frequências encontradas na análise MEF. Além disso, a frequência com maior potência também foi a de 52 Hz, concordando com o observado na densidade espectral.

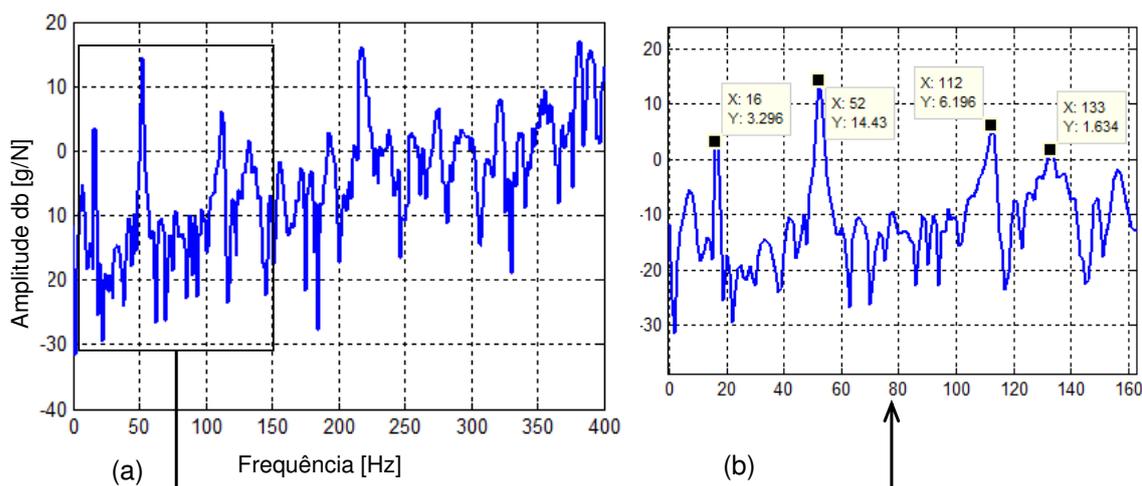


Figura 70 - Função Resposta em Frequência (FRF) em vibração livre para uma das pás.

A partir do modelo físico simplificado apresentado na Figura 43, foi calculada a primeira frequência natural para o sistema (aero gerador sem as pás montado no tubo de aço fixado a base inercial). O resultado com os valores da massa mensurada

M, módulo de elasticidade para o aço E, momento de inercia calculado I, altura do tubo H, rigidez do tubo calculada k e frequência natural não amortecida F_n são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 - Frequência natural e dados para o seu calculo

	valor	Unidade
M	4,73	kg
E	200,0E+9	Pa
I	50,191E-9	m ⁴
H	540,0E-3	m
K	191,247E+3	N/m
ω_n	201,079	rad/s
F_n	32,003	Hz

Observa-se no gráfico da densidade espectral, apresentado na Figura 71, para o sistema aero gerador montado no tubo de aço sem as pás, mesma situação do modelo simplificado, que a frequência com maior intensidade coincide com a frequência natural estimada analiticamente.

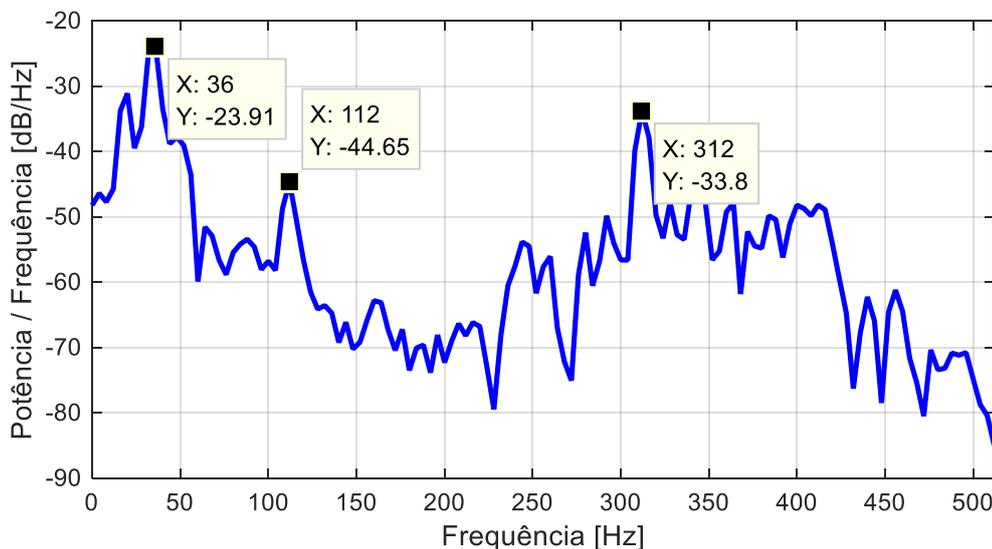


Figura 71 - Gráfico da densidade espectral para a resposta ao impacto no sistema aero gerador sem as pás.

4.7 Análise modal experimental das pás fabricadas

Na Tabela 13 observa-se os valores de massa das pás originais e das pás fabricadas, que em média foram 30 g mais leve. O processo de manufatura utilizado proporcionou uma boa repetibilidade com um desvio padrão de 0,63 g entre as massas das pás. Apesar de ser maior que o desvio padrão das pás originais, 0,63 g representa uma variação de 0,43 % no valor da massa das pás fabricadas.

Tabela 13 Comparativo das massas entre as pás originais e fabricadas em gramas.

	Pá 1	Pá 2	Pá 3	Média	Desvio padrão
Original	176,454	176,5	176,404	176,45267	0,05
Fabricadas	146,357	146,232	147,383	146,65733	0,63

A Figura 72 retrata um comparativo visual das pás fabricadas já montadas com as pás originais do aero gerador. Observa-se uma ótima semelhança de aspecto físico e dimensional, resultado da combinação dos dados dimensionais coletados com o aparato experimental utilizado na fase 5, e o processo de prototipagem rápida.

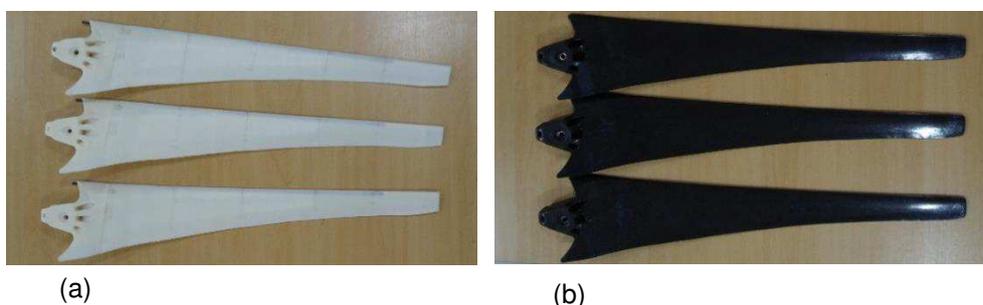


Figura 72 Comparativo visual entre as pás. (a) fabricadas. (b) pás originais.

Como resultado do teste em vibração livre das pás fabricadas, são apresentadas as curvas de entrada em força impulsiva e saída em aceleração, ambas no domínio do tempo, a curva de coerência entre os sinais de entrada e saída, e a FRF do tipo aceleração. Todas estas curvas foram plotadas para três condições diferentes: sem a atuação das minimolas; com a atuação de uma minimola; e com a atuação de duas minimolas, estas curvas são apresentadas na Figura 73. Observa-se na Figura 73 (a) que o pico de força para as condições sem e com 1 minimola atuando foi da ordem de 5 N, e para a condição com 2 minimolas atuando foi na ordem de 7 N. Apesar disso, na Figura 73 (b) fica evidente o efeito de amortecimento na

amplitude do sinal de resposta no domínio do tempo, até mesmo para esta condição na qual o pico de força foi maior. A curva de coerência é apresentada na Figura 73 (c), em que se observa uma boa correlação entre os sinais de entrada e saída em quase toda a faixa de frequências estudada, com exceção de alguns pontos como o da frequência de 50 Hz. Estes pontos são esperados quando ocorrem pontos de antirressonância na FRF. A seta na Figura 73 (d) aponta para uma antirressonância na frequência de 50 Hz que ocorreu para a condição sem minimolas atuando.

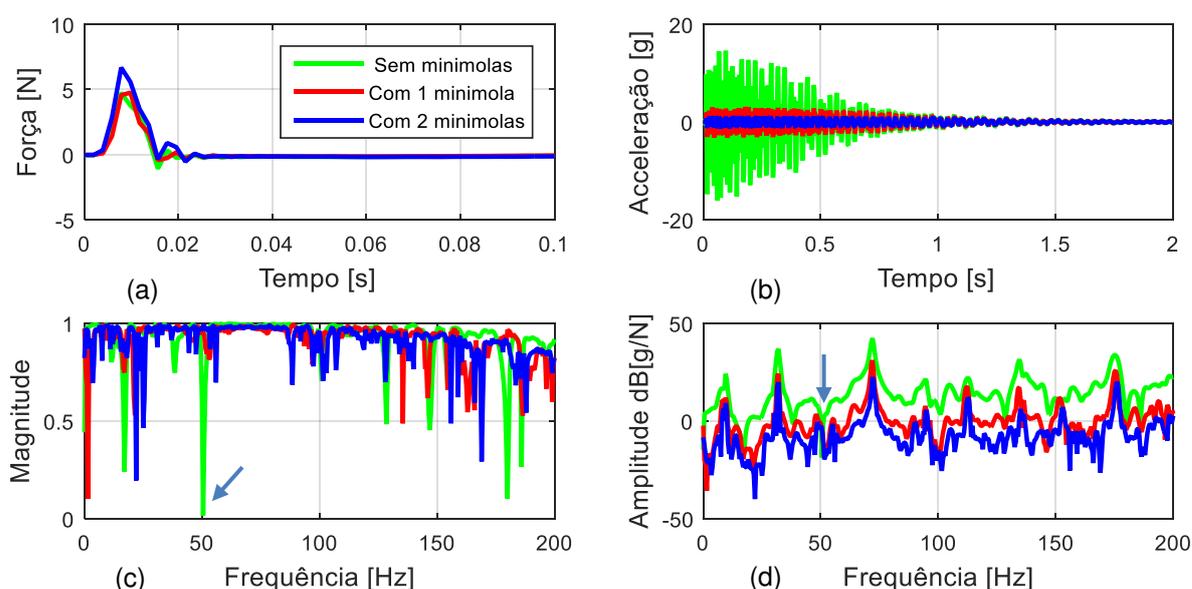


Figura 73 teste em vibração livre da pá 1 em três condições sem e com 1 e com 2 minimolas atuando. (a) curvas da força de impacto no tempo. (b) resposta em aceleração no tempo. (c) coerência entre entrada e saída. (d) FRF aceleração.

Na FRF da Figura 73 (d), se observa que a atenuação ocorreu em todo o espectro de frequência quase que de forma constante. Além disso, não se percebe alteração nas frequências de resposta entre as condições sem e com a atuação das minimolas, indicando que não houve alteração significativa na rigidez das pás pela incorporação das minimolas. A Tabela 14 foi construída a partir dos picos da FRF, na condição com 1 minimola atuando ocorreu uma atenuação na ordem de 12 dB para as frequências de 9,5, 32, 72 Hz, que corresponde a uma queda de 400 % na amplitude do sinal. Para a condição com 2 minimolas atuando também é observado uma atenuação em toda a faixa de frequências, porém com valores diferentes para cada frequência e de forma crescente para as frequências mais altas. Na Figura 74 foi plotada as curvas de FRF para uma pá original e uma pá fabricada por DMF.

Tabela 14 Amplitude em dB dos picos observados na FRF aceleração da Figura 73 (d).

Frequência [Hz]	Sem minimola	Com 1 minimola		Com 2 minimolas	
	Amplitude: a	Amplitude: b	Atenuação*	Amplitude: u	Atenuação**
9,5	24,11	12	12,11	9,15	14,96
32	36,89	24,13	12,76	19,79	17,1
72	42,37	31,09	11,28	22,47	19,9

*a-b; **a-u.

Como esperado as frequências de resposta ressaltadas na FRF para a nova pá foram diferentes em relação a pá original mostrando um deslocamento para esquerda nos valores das frequências da Tabela 14, quando comparadas as quatro frequências de flexão obtidas pela simulação em MEF apresentadas na Figura 68. Observa-se que as pás fabricadas possuem um comprimento de 300 mm com uma cavidade vazia, para a instalação das minimolas, que compreendem as partes S1, S2 e S3. Além disso, foram fabricadas por um processo totalmente diferente, porém foram mantidas as dimensões dos perfis, os ângulos de torção e envergadura, conservando o projeto aerodinâmico o mais próximo possível do original. Outro ponto observado nas curvas da Figura 74 é a potência vibracional, que foi maior para a pá fabricada, indicando uma provável redução na rigidez, quando comparada a pá original do aerogerador.

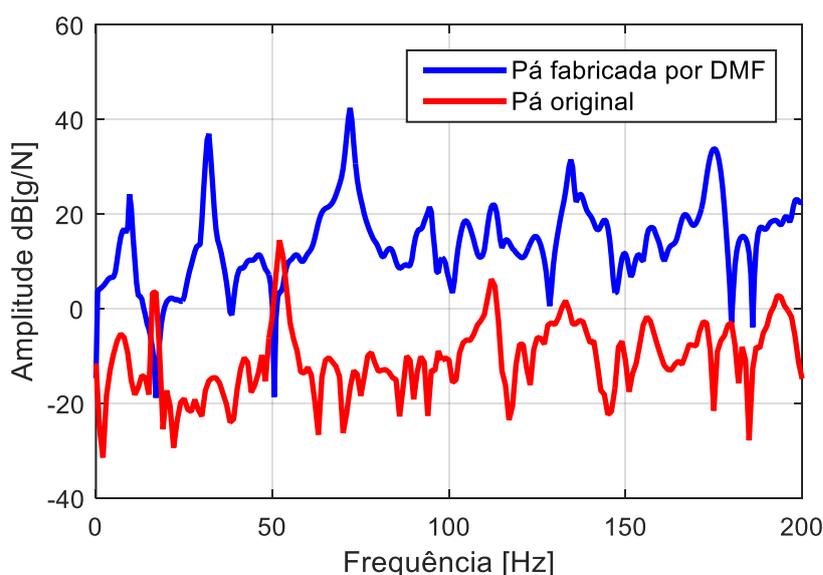


Figura 74 - FRF aceleração para uma pá original e uma pá fabricada

4.8 Resultado experimental da influência das minimolas LMF SE na amplitude vibracional do aero gerador em funcionamento

4.8.1 Sistema com as pás originais

Na Figura 75 é apresentada uma análise tempo-frequência, por meio de um espectrograma, obtido através da rotina Spectrogram do Matlab, da aceleração que foi captada no corpo do aero gerador durante o seu funcionamento na direção paralela ao escoamento do ar. A aquisição foi feita para as três condições descritas na fase 8, utilizando as pás originais do aero gerador. Condição (start-up) ou de partida do repouso até atingir a rotação de operação e geração de energia elétrica 9 Hz (540 rpm), compreendida entre 0 e 13 s, denominada região T1. A condição de regime permanente que compreende o trecho de 13 s a 24,7 s, denominada região T2, e por último o regime transiente por variação abrupta de carga elétrica de 24.7 s a 27 s, denominada região T3. No lado esquerdo, paralelo ao eixo y do espectrograma, foi plotada a densidade espectral, em escala linear de amplitude, para a resposta em aceleração. A baixo e paralelo ao eixo x do espectrograma, foram plotadas a resposta em aceleração e a rotação em função do tempo, durante toda a execução do experimento que teve duração de 27 s.

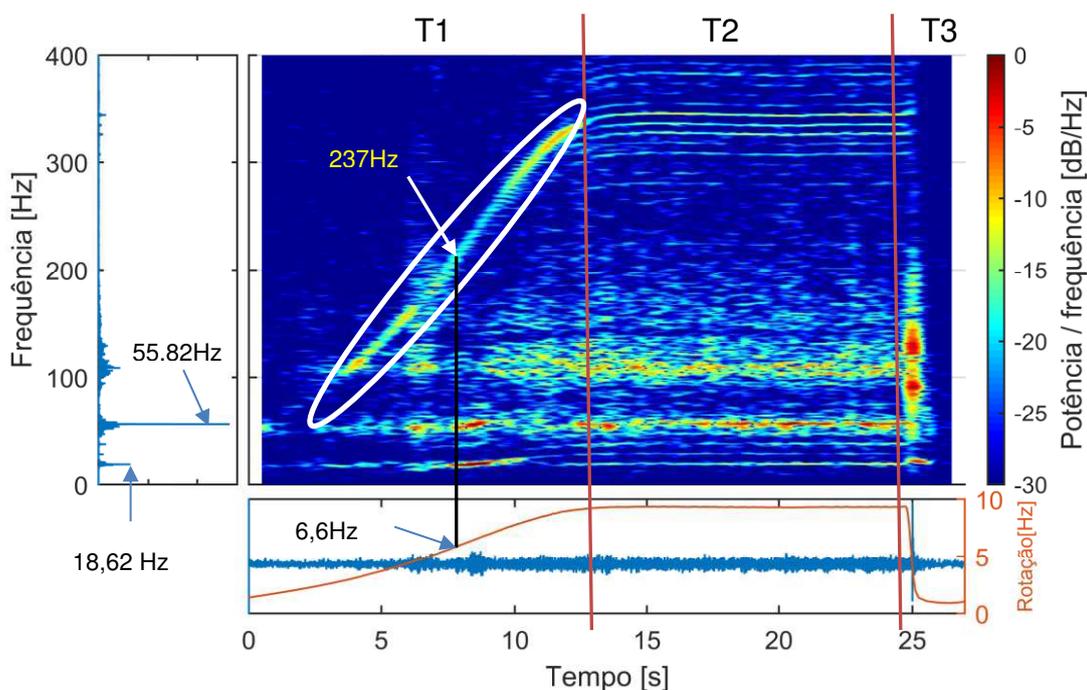


Figura 75 – Espectrograma da aceleração captada no corpo do aero gerador durante o funcionamento para as três condições descritas com as pás originais.

Uma análise do sinal no eixo de tempo, constata-se o que é possível visualizar como um aumento crescente do nível eficaz(rms) até atingir o regime de operação normal em cerca de 13 s, seguido do transiente próximo de 25 s, que representa um transiente tipo impacto. Observa-se no gráfico da densidade espectral um destaque para duas primeiras frequências de maior amplitude, 55,82 Hz e 18,62 Hz, são bem próximas as registradas na FRF da pá original exibida na Figura 70, além disso, elas acontecem no decorrer de todo o experimento e passam a existir com o início da rotação. Na região T1, por volta de 8,5 s, elas ocorrem com uma maior potência ultrapassando 0 dB. Na região T2 elas se estabilizam com amplitude média de -7 dB e -15 dB respectivamente e na região T3 ocorre um pico de -3 dB para 18,62 Hz e -2 dB para uma faixa mais alta de frequências cor vermelha entre 90 Hz e 150 Hz. Outra característica que se destaca no espectrograma é a evolução em frequências, contornada pela elipse branca, que ocorre na região T1 acompanhando a aceleração da rotação sempre 36 vezes a frequência de rotação. No ponto apontado pelas setas a rotação está em 6,6 Hz e existe uma componente com 237 Hz no espectrograma, e isso acompanha toda a aceleração do rotor até atingir o regime permanente em 9,32 Hz e então surgem oscilações em toda a região T2 em torno de 335 Hz com linhas paralelas que representam bandas laterais moduladas pela frequência de operação. Isso foi atribuído a máquina rotativa, que neste caso é composta por um rotor com 12 ímãs permanentes e um estator com 36 bobinas, mostrados na Figura 76, e conseqüentemente 36 passos.

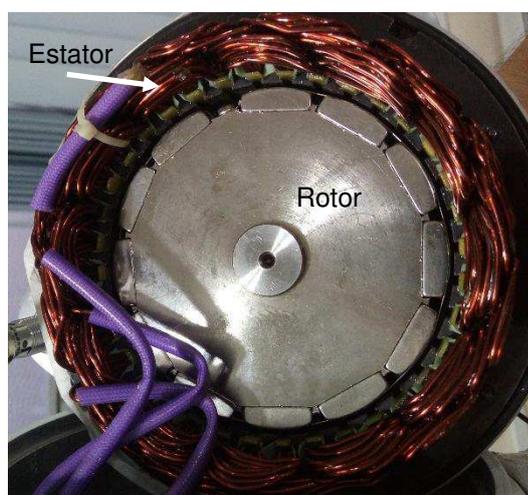


Figura 76 - Rotor e estator do aero gerador

4.8.2 Sistema com as pás fabricadas

Um análise tempo-frequência também foi realizada substituindo as pás originais pelas pás fabricadas, sem e com a ativação das minimolas LMF SE. Os resultados sem a atuação das minimolas foram plotados na Figura 77, e com a atuação das minimolas na Figura 78, ambas com as mesmas escalas da Figura 75.

Na Figura 77 observa-se já no gráfico da densidade espectral, plotado a esquerda do espectrograma, que as frequências de 18 Hz e 55 Hz tiveram menor intensidade quando comparadas as obtidas com as pás originais. Além disso, surgiu uma raia em 9 Hz, que pelo espectrograma, só tem início a partir dos 15 s, frequência esta já esperada devido as FRFs da Figura 73 (d). O comportamento da máquina rotativa nas frequências mais altas durante aceleração do rotor e o regime permanente foi verificado novamente, porém neste último, com maior intensidade na ordem de -2 dB. Esse efeito foi atribuído à diferença das massas entre as pás fabricadas por DMF, que apesar de pequenas são maiores que as diferenças entre as massas das pás originais, como observado nos valores da Tabela 13. Nessa análise, chama-se a atenção para a região transiente (após 25 s) em que foram registrados picos de 2,71 dB, 1,6 dB e -3,6 dB nas frequências de 127 Hz, 92 Hz e 18 Hz respectivamente circulado pela elipse branca.

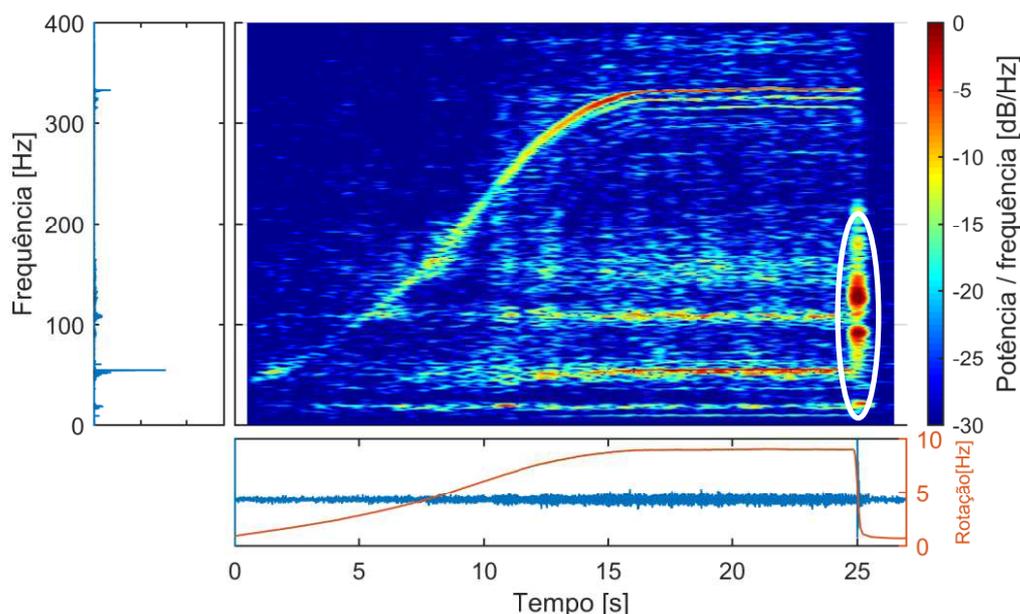


Figura 77 - Espectrograma da aceleração captada no corpo do aero gerador durante o funcionamento para as três condições descritas com as pás fabricadas sem a atuação das minimolas LMF SE.

Na Figura 78 fica evidente a atenuação proporcionada pelas minimolas na região circundada pela elipse branca em que foram registrados -3,37 dB, -2,04 dB e -4,75 dB para as mesmas frequências de 127 Hz, 92 Hz e 18 Hz respectivamente. De forma semelhante aos valores coletados da FRF em vibração livre para as pás com e sem a atuação das minimolas, ocorreu uma atenuação na ordem de 11dB (de -3,6 dB para -14,75 dB) na frequência de 18 Hz. Em geral, as minimolas atuaram nas frequências provenientes das pás contribuindo para o bom funcionamento do aero gerador.

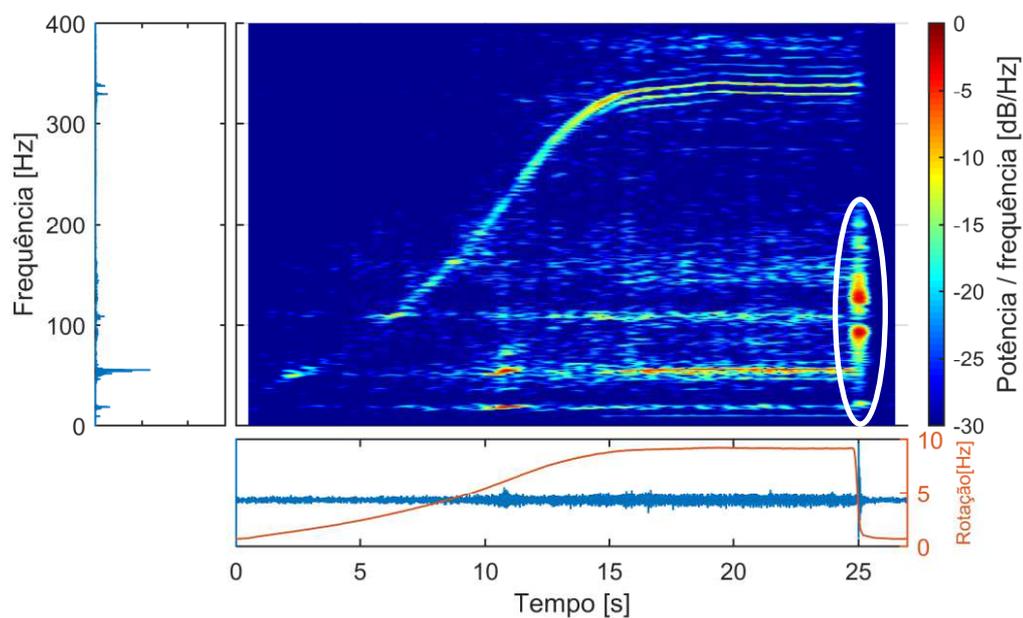


Figura 78 - Espectrograma da aceleração captada no corpo do aero gerador durante o funcionamento para as três condições descritas com as pás fabricadas por DMF com a atuação das minimolas LMF SE.

5 CONCLUSÕES

Conclui-se que houve êxito na aplicação das minimolas LMF SE do tipo fechada como amortecedor por histerese, nas pás fabricadas por DMF com o aero gerador tanto em funcionamento, como em vibração livre. Além disso, não houve influência no valor das frequências de resposta das pás com a aplicação das minimolas, como verificado na FRF, o que implica que houve amortecimento sem a detecção de incremento na rigidez e massa nas pás. Sendo assim, foi avaliado de forma positiva a influência das minimolas no comportamento vibracional do aero gerador em escala real.

Quanto ao tipo de molas selecionado verifica-se que apesar de a mola seccionada apresentar uma menor deformação quando comparada a mola fechada para o mesmo nível de força, o que é desejável para aplicações com pequenas amplitudes vibracionais, foi a mola do tipo fechada que proporcionou maior nível de amortecimento no sistema real. Isso pode ser atribuído ao fato da mola do tipo fechada possuir, relativamente, mais espiras “trabalhando” para amortecer o sistema.

Os resultados encontrados para o sistema 1GDL apontam para uma ótima aplicabilidade das molas LMF-SE como dispositivos passivos de amortecimento observando uma ótima relação massa-amortecimento. Principalmente em relação a reduzida massa do dispositivo LMF-SE em comparação a massa da estrutura do sistema 1GDL. Apenas 135 mg correspondente a aplicação de quatro minimolas foi capaz de reduzir em mais de 40 % a amplitude da resposta em regime permanente do sistema mecânico com massa de 1,451 Kg.

Além disso, foi observado que a rigidez adicional na estrutura pela utilização das minimolas não ultrapassou 4 % na condição de ressonância, o que é um excelente resultado quando comparado a outros tipos de amortecimento passivo como massa sintonizável e coluna de liquido sintonizável, técnicas propostas como sistema de amortecimento passivo em estruturas de turbinas eólicas.

Outra contribuição importante foi o desenvolvimento do aparato experimental para mensurar amortecimento por histerese de dispositivos tipo mola LMF SE aqui denominado de SEAM, que proporcionou o modelo analítico funcional simplificado do elemento minimola como amortecedor por histerese.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Avaliar experimentalmente a razão de massas entre a quantidade de material LMF SE e o sistema a ser amortecido. Neste trabalho, foi verificado que 135 mg de material LMF SE em forma de mola helicoidal atenuou 40 % da amplitude vibracional de um sistema 1GDL com massa de 1451 g. Será que 270 mg de material LMF SE em forma de mola helicoidal também atenua 40 % na amplitude vibracional de um sistema 1GDL com massa de 2902 g?

Como não era o objetivo da pesquisa desenvolver um modelo para o amortecimento por histerese de minimolas LMF SE, o modelo analítico funcional simplificado aqui proposto, apesar de reproduzir com fidelidade o resultado experimental, não foi totalmente estudado e necessita de maior atenção. Poderia testar o modelo em sistemas com mais de um grau de liberdade ou sistemas contínuos que representem estruturas de grande porte como pontes, prédios.

Fazer um estudo comparativo entre o amortecimento por histerese das LMF SE, e outros tipos de amortecimento como o viscoso ou por atrito, aplicando outros materiais ou dispositivos no SEAM.

REFERÊNCIAS

ABEEÓLICA. Boletim anual de geração eólica 2014. **Boletim anual de geração eólica**, São Paulo 2015. Disponível em: < <http://abeeolica.org.br/wp-content/uploads/2016/08/Boletim-Anual-de-Geracao-Eolica-2014.pdf> >. Acesso em: 18/08/2015.

ABEEÓLICA. Boletim Anual de geração eólica 2015. **Boletim Anual de geração eólica** São Paulo, 2016. Disponível em: < http://abeeolica.org.br/wp-content/uploads/2016/08/Abeeolica_BOLETIM-2015_low.pdf >. Acesso em: 30/07/2018.

ABEEÓLICA. Boletim Anual de geração eólica 2016. **Boletim Anual de geração eólica**, São Paulo, 2017. Disponível em: < http://abeeolica.org.br/wp-content/uploads/2017/05/424_Boletim_Anual_de_Geracao_Eolica_2016_Alta.pdf >. Acesso em: 20/07/2018.

ABEEÓLICA. Boletim Anual de geração eólica 2017. **Boletim Anual de geração eólica** São Paulo, 2018. Disponível em: < <http://abeeolica.org.br/wp-content/uploads/2018/04/Boletim-Anual-de-Geracao-2017.pdf> >. Acesso em: 30/07/2018.

ADARAMOLA, M. **Wind Turbine Technology: Principles and Design**. CRC Press, 2014. ISBN 1771880155.

AVITABILE, P. PART 5: 101 WAYS TO EXTRACT MODAL PARAMETERS—WHICH ONE IS FOR ME? **Experimental Techniques**, v. 30, n. 5, p. 48-56, 2006. ISSN 1747-1567. Disponível em: < <http://dx.doi.org/10.1111/j.1747-1567.2006.00086.x> >.

BASU, B.; ZHANG, Z.; NIELSEN, S. R. Damping of edgewise vibration in wind turbine blades by means of circular liquid dampers. **Wind Energy**, 2015. ISSN 1099-1824.

BASU, B.; ZHANG, Z.; NIELSEN, S. R. K. Damping of edgewise vibration in wind turbine blades by means of circular liquid dampers. **Wind Energy**, v. 19, n. 2, p. 213-226, 2016. ISSN 10954244.

BEARDS, C. F. **Structural Vibration: Analysis and Damping**. New York: John Wiley & Sons Inc, 1996. 287 ISBN 0 470 23586 1. Disponível em: < <https://books.google.com.br/books?id=OQvoRTt8H0QC> >.

BERG, J. C.; BARONE, M. F.; YODER, N. C. **SMART Wind Turbine Rotor: Data Analysis and Conclusions**. Jan,2014. 2014

BERMUDEZ, L.; VELÁZQUEZ, A.; MATESANZ, A. Numerical simulation of unsteady aerodynamics effects in horizontal-axis wind turbines. **Solar Energy**, v. 68, n. 1, p. 9-21, 2000. ISSN 0038-092X.

BITARAF, M.; HURLEBAUS, S. Semi-active adaptive control of seismically excited 20-story nonlinear building. **Engineering Structures**, v. 56, p. 2107-2118, 2013. ISSN 01410296.

BROWN, M. A. P. R. W. B. D. L. Practical Aspects of Shaker Measurements for Modal Testing In: 24th International Conference on Noise and Vibration engineering (ISMA2010) including 3rd International Conference on Uncertainty in Structural Dynamics (USD2010). Belgium,2010.

BULLOCK, R. Least-Squares Circle Fit. **MET Related White Papers**, 2018. Disponível em: < https://dtcenter.org/met/users/docs/write_ups/circle_fit.pdf >. Acesso em: 11/04/2018.

CAI, W.; LU, X. L.; ZHAO, L. C. Damping behavior of TiNi-based shape memory alloys. **Materials Science and Engineering: A**, v. 394, n. 1-2, p. 78-82, 2005. ISSN 09215093.

CHEN, Y.; JIANG, H. C.; LIU, S. W.; RONG, L. J.; ZHAO, X. Q. Damping capacity of TiNi-based shape memory alloys. **Journal of Alloys and Compounds**, v. 482, n. 1-2, p. 151-154, 2009. ISSN 09258388.

ENEVOLDSEN, I.; MØRK, K. J. Effects of a Vibration Mass Damper in a Wind Turbine Tower*. **Mechanics of Structures and Machines**, v. 24, n. 2, p. 155-187, 1996. ISSN 0890-5452.

ERENO, D. **A força dos ventos: Potencial eólico brasileiro movimenta pesquisa para o desenvolvimento de geradores de pequeno porte**. Pesquisa FAPESP. São Paulo: Fundação de apoio a pesquisa do estado de São Paulo -FAPESP: 16-22 p. 2010.

EWINS, D. **Modal testing: theory, practice and application** 2^o Ed. Philadelphia: Research studies press LTD, 2000. ISBN 0863802184.

EWINS, D. J. **Modal testing: theory and practice**. Research studies press Letchworth, 1984.

FADAEINEDJAD, R.; MOSCHOPOULOS, G.; MOALLEM, M. Investigation of voltage sag impact on wind turbine tower vibrations. **Wind Energy**, v. 11, n. 4, p. 351-375, 2008. ISSN 10954244

10991824.

FITZGERALD, B.; BASU, B. Cable connected active tuned mass dampers for control of in-plane vibrations of wind turbine blades. **Journal of Sound and Vibration**, v. 333, n. 23, p. 5980-6004, 2014. ISSN 0022460X.

FITZGERALD, B.; BASU, B.; NIELSEN, S. R. K. Active tuned mass dampers for control of in-plane vibrations of wind turbine blades. **Structural Control and Health Monitoring**, v. 20, n. 12, p. 1377-1396, 2013. ISSN 15452255.

FU, J. H. Z.-F. **Modal analysis**. Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 0080511783.

GEBHARDT, C.; PREIDIKMAN, S.; MASSA, J. Numerical simulations of the aerodynamic behavior of large horizontal-axis wind turbines. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 35, n. 11, p. 6005-6011, 2010. ISSN 0360-3199.

GEBHARDT, C.; ROCCIA, B. Non-linear aeroelasticity: An approach to compute the response of three-blade large-scale horizontal-axis wind turbines. **Renewable Energy**, v. 66, p. 495-514, 2014. ISSN 0960-1481.

GUR, S.; MISHRA, S. K. Multi-objective stochastic-structural-optimization of shape-memory-alloy assisted pure-friction bearing for isolating building against random earthquakes. **Soil Dynamics and Earthquake Engineering**, v. 54, p. 1-16, 11// 2013. ISSN 0267-7261.

GUR, S.; MISHRA, S. K.; FRANTZISKONIS, G. N. Thermo-mechanical strain rate-dependent behavior of shape memory alloys as vibration dampers and comparison to conventional dampers. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 27, n. 9, p. 1250-1264, 2015. ISSN 1045-389X 1530-8138.

GWEC, G. W. E. C. **Global Wind Report Annual Market Update 2014** Global Wind Energy Council. Bruxelles, Bélgica. 2015

GWEC, G. W. E. C. **Global Wind Report Annual Market Update 2017**. Global Wind Energy Council GWEC. Bruxelles, Bélgica, p.72. 2018

HANSEN, M. H. Aeroelastic instability problems for wind turbines. **Wind Energy**, v. 10, n. 6, p. 551-577, 2007.

HANSEN, M. O. **Aerodynamics of wind turbines**. Routledge, 2015. ISBN 1317671031.

HARTL, D.; LAGOUDAS, D. **Thermomechanical characterization of shape memory alloy materials**. Springer, 2008. ISBN 0387476849.

HARTL, D. J.; KUMAR, P. K.; MACHADO, L. G.; LAGOUDAS, D. C.; KIEFER, B.; POPOV, P.; ENTCHEV, P. B.; QIDWAI, M. A. S. **Shape memory alloys: Modeling and engineering applications**. Springer US, 2008. ISBN 978-0-387-47684-1.

HE, Y.; YIN, H.; ZHOU, R.; SUN, Q. Ambient effect on damping peak of NiTi shape memory alloy. **Materials Letters**, v. 64, n. 13, p. 1483-1486, 2010. ISSN 0167577X.

HEMAMI, A. **Wind turbine technology**. Cengage Learning, 2011. ISBN 1133418732.

HIBBELER, R. C. **Mechanics of Materials**. 8 Ed. Prentice Hall, 2011. ISBN 10:0-13-602230-8.

HOUSNER, G.; BERGMAN, L. A.; CAUGHEY, T. K.; CHASSIAKOS, A. G.; CLAUS, R. O.; MASRI, S. F.; SKELTON, R. E.; SOONG, T.; SPENCER, B.; YAO, J. T. Structural control: past, present, and future. **Journal of engineering mechanics**, v. 123, n. 9, p. 897-971, 1997. ISSN 0733-9399.

JANI, J. M.; LEARY, M.; SUBIC, A.; GIBSON, M. A. A review of shape memory alloy research, applications and opportunities. **Materials and Design**, v. 56, p. 1078–1113, 2014.

JHA, A. R. **Wind turbine technology**. CRC press, 2010. ISBN 1439815070.

JOHN ARRIGAN, V. P., BISWAJIT BASU, SATISH NAGARAJAIAH. Control of flapwise vibrations in wind turbine blades using semi-active tuned mass dampers. **Structural Control and Health Monitoring**, v. 18, n. 8, p. 840-851, 2011. ISSN 15452255.

KARAKALAS, A.; MACHAIRAS, T.; SOLOMOU, A.; RIZIOTIS, V.; SARAVANOS, D. Design and Simulation of Morphing Airfoil Sections with SMA Actuators for Wind

Turbine Rotors. In: International Conference on Adaptive Structures and Technologies -ICAST2014: 25nd. The Hague, The Netherlands, 2014

LACKNER, M. A.; ROTEVA, M. A. Passive structural control of offshore wind turbines. **Wind Energy**, v. 14, n. 3, p. 373-388, 2011. ISSN 10954244.

LECCE, L. **Shape Memory Alloy Engineering: For Aerospace, Structural and Biomedical Applications**. Elsevier, 2014. ISBN 0080999212.

LEO, D. J. **Engineering Analysis of Smart Material Systems**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2007.

LI, Y.; LI, L.; LIU, Q.; LV, H. Dynamic characteristics of lag vibration of a wind turbine blade. **Acta Mechanica Sinica**, v. 26, n. 6, p. 592-602, 2013/12/01 2013. ISSN 0894-9166.

LIN, X.; ZHUO, Y.; ZHAO, F.; YANG, D. Voltage sag problems in large-scale clustering wind farms. **IEEJ Transactions on Electrical and Electronic Engineering**, v. 10, n. 1, p. 63-69, 2015. ISSN 1931-4981.

LINUL, E.; MARSAVINA, L. Mechanical Characterization of Rigid PUR Foams Used for Wind Turbine Blades Construction. In: (Ed.). **Recent Advances in Composite Materials for Wind Turbine Blades**. Hong Kong: The World Academic Publishing Co. Ltd, 2013. ISBN 9780988919006.

LJUNG, L. System Identification. In: PROCHÁZKA, A.; UHLÍŘ, J., *et al* (Ed.). **Signal Analysis and Prediction**. Boston, MA: Birkhäuser Boston, 1998. p.163-173. ISBN 978-1-4612-1768-8.

MCCONNELL, K. G. **Vibration Testing: Theory and Practice**. Wiley, 1995. ISBN 0471304352. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=ZdPDQwAACAAJ> >.

MENSAH, A. F.; DUEÑAS-OSORIO, L. Improved reliability of wind turbine towers with tuned liquid column dampers (TLCDs). **Structural Safety**, v. 47, p. 78-86, 3// 2014. ISSN 0167-4730.

MURTAGH, P. J.; GHOSH, A.; BASU, B.; BRODERICK, B. M. Passive control of wind turbine vibrations including blade/tower interaction and rotationally sampled turbulence. **Wind Energy**, v. 11, n. 4, p. 305-317, 2008. ISSN 10954244 10991824.

NAN, G.; JONG-SU, J.; DAREL, E. H.; REGINALD, D. An innovative seismic bracing system based on a superelastic shape memory alloy ring. **Smart Materials and Structures**, v. 25, n. 5, p. 055030, 2016. ISSN 0964-1726.

OLIVEIRA, H. M. R. D. **Estudo experimental do comportamento térmico e dinâmico de fios de liga com memória de forma NiTi em regime superelástico**. 2014. 107 (Mestre). Pós-Graduação em Engenharia Mecânica UFCG

OTSUKA, K.; WAYMAN, C. M. **Shape memory materials**. Cambridge university press, 1999. ISBN 0521663849.

OZBULUT, O. E.; HURLEBAUS, S.; DESROCHES, R. Seismic Response Control Using Shape Memory Alloys: A Review. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 22, n. 14, p. 1531-1549, 2011. ISSN 1045-389X 1530-8138.

PAEZ, A. G. P. T. L. **Harris' Shock and Vibration Handbook**. Sixth Edition. New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico City, Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto: McGraw-Hill, 2010. ISBN 9780071508193.

POPE, K.; DINCER, I.; NATERER, G. F. Energy and exergy efficiency comparison of horizontal and vertical axis wind turbines. **Renewable Energy**, v. 35, n. 9, p. 2102-2113, 9// 2010. ISSN 0960-1481.

RAMDENE, D.; ILINCA, A.; MINEA, I. S. **Aeroelasticity of Wind Turbines Blades Using Numerical Simulation**: INTECH Open Access Publisher 2012.

RAMDENE, D.; MINEA, I.-S.; D'HAMONVILLE, T. T.; ILINCA, A. Numerical Simulation of the divergence of a Wind Turbine Airfoil. 2010.

RAO, A.; SRINIVASA, A. R.; REDDY, J. N. **Design of shape memory alloy (SMA) actuators**. Springer, 2015. ISBN 3319031872.

RAO, S. S. **Mechanical Vibrations**. 5 Pearson, 2011. 1104 ISBN 13: 978-0132128193.

REIS, L. B. D. **Geração de Energia Elétrica**. 2ª Barueri - São Paulo: Manole LTDA, 2011. ISBN 978-85-204-3039-2.

RIZIOTIS, V. A.; VOUTSINAS, S. G.; POLITIS, E. S.; CHAVIAROPOULOS, P. K. Aeroelastic stability of wind turbines: the problem, the methods and the issues. **Wind Energy**, v. 7, n. 4, p. 373-392, 2004. ISSN 1095-4244 1099-1824.

SAN JUAN, J.; NÓ, M. L. Damping behavior during martensitic transformation in shape memory alloys. **Journal of Alloys and Compounds**, v. 355, n. 1-2, p. 65-71, 2003. ISSN 09258388.

SAWIN., F. S. W. R. J. L. Renewables 2015 Global Status Report **REN21**, France, 2015. ISSN 978-3-9815934-6-4. Disponível em: < <http://www.ren21.net/status-of-renewables/global-status-report/> >. Acesso em: 10/08/2015.

SAWIN., J. R. F. S. J. L. Renewables 2018 Global Status Report. **REN21**, France, 2018. ISSN 978-3-9818911-3-3. Disponível em: < http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2018/06/17-8652_GSR2018_FullReport_web_final_.pdf >. Acesso em: 30/07/2018.

SAWIN., K. S. F. S. J. L. Renewables 2016 Global Status Report. **REN21**, France, 2016. ISSN 978-3-9818107-0-7. Disponível em: < http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2016/10/REN21_GSR2016_FullReport_en_11.pdf >. Acesso em: 30/07/2018.

SAWIN., K. S. F. S. J. L. Renewables 2017 Global Status Report. **REN21**, France, 2017. ISSN 978-3-9818107-6-9. Disponível em: < http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2017/06/17-8399_GSR_2017_Full_Report_0621_Opt.pdf >. Acesso em: 30/07/2018.

SOHN, J. W.; CHOI, S.-B.; KIM, H. S. Vibration control of smart hull structure with optimally placed piezoelectric composite actuators. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 53, n. 8, p. 647-659, 2011. ISSN 00207403.

SONG, G.; MA, N.; LI, H. N. Applications of shape memory alloys in civil structures. **Engineering Structures**, v. 28, n. 9, p. 1266-1274, 2006. ISSN 01410296.

SOONG, T. T.; SPENCER JR, B. F. Supplemental energy dissipation: state-of-the-art and state-of-the-practice. **Engineering Structures**, v. 24, n. 3, p. 243-259, 3// 2002. ISSN 0141-0296.

STAINO, A.; BASU, B. Dynamics and control of vibrations in wind turbines with variable rotor speed. **Engineering Structures**, v. 56, p. 58-67, 2013. ISSN 01410296.

STAINO, A.; BASU, B. Emerging trends in vibration control of wind turbines: a focus on a dual control strategy. **Philos Trans A Math Phys Eng Sci**, v. 373, n. 2035, Feb 28 2015. ISSN 1471-2962 (Electronic) 1364-503X (Linking).

STAINO, A.; BASU, B.; NIELSEN, S. R. K. Actuator control of edgewise vibrations in wind turbine blades. **Journal of Sound and Vibration**, v. 331, n. 6, p. 1233-1256, 2012. ISSN 0022460X.

THOMSEN, K.; PETERSEN, J. T.; NIM, E.; ØYE, S.; PETERSEN, B. A Method for Determination of Damping for Edgewise Blade Vibrations. **Wind Energy**, v. 3, n. 4, p. 233-246, 2000. ISSN 10954244.

TORRA, V.; AUGUET, C.; ISALGUE, A.; CARRERAS, G.; TERRIAULT, P.; LOVEY, F. C. Built in dampers for stayed cables in bridges via SMA. The SMARTeR-ESF project: A mesoscopic and macroscopic experimental analysis with numerical simulations. **Engineering Structures**, v. 49, p. 43-57, 4// 2013. ISSN 0141-0296.

VAN DER WOUDE, C.; NARASIMHAN, S. A study on vibration isolation for wind turbine structures. **Engineering Structures**, v. 60, p. 223-234, 2// 2014. ISSN 0141-0296.

VAN HUMBEECK, J. Damping capacity of thermoelastic martensite in shape memory alloys. **Journal of Alloys and Compounds**, v. 355, n. 1-2, p. 58-64, 2003. ISSN 09258388.

ZHANCHI, Y. Y. L. M. L. P. L. Investigation of Voltage Sag Impact on Wind Turbine Blade Vibrations. **JOURNAL OF VIBRATION AND SHOCK**, v. 35, n. 10, p. 192-201, 2016-05-15 2016.

ZHANG, J.; GUO, L.; WU, H.; ZHOU, A.; HU, D.; REN, J. The influence of wind shear on vibration of geometrically nonlinear wind turbine blade under fluid–structure interaction. **Ocean Engineering**, v. 84, p. 14-19, 2014. ISSN 00298018.

ZHANG, Y.; ZHU, S. A shape memory alloy-based reusable hysteretic damper for seismic hazard mitigation. **Smart Materials and Structures**, v. 16, n. 5, p. 1603, 2007. ISSN 0964-1726.

ZHANG, Z.; BASU, B.; NIELSEN, S. R. K. Tuned liquid column dampers for mitigation of edgewise vibrations in rotating wind turbine blades. **Structural Control and Health Monitoring**, v. 22, n. 3, p. 500-517, 2015. ISSN 15452255.

ZHANG, Z.; LI, J.; NIELSEN, S. R. K.; BASU, B. Mitigation of edgewise vibrations in wind turbine blades by means of roller dampers. **Journal of Sound and Vibration**, v. 333, n. 21, p. 5283-5298, 2014. ISSN 0022460X.

ZHANG, Z.; NIELSEN, S. R. Edgewise vibration control of wind turbine blades using roller and liquid dampers. In: *Journal of Physics: Conference Series*. 2014.