



UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA – UNB
FACULDADE DE TECNOLOGIA / FACULDADE DO GAMA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA

PROTÓTIPO DE MESA VIBRATÓRIA TRANSLACIONAL
PARA REGIME DE BAIXAS FREQUÊNCIAS

LEDYMAR FONCAULT MORENO

ORIENTADORA: PROFA. DRA. SUZANA MOREIRA AVILA
COORIENTADOR: PROF. DR. MARCUS VINICIUS GIRÃO DE MORAIS

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA – UNB
FACULDADE DE TECNOLOGIA / FACULDADE DO GAMA

**PROTÓTIPO DE MESA VIBRATÓRIA TRANSLACIONAL
PARA REGIME DE BAIXAS FREQUÊNCIAS**

LEDYMAR FONCAULT MORENO

ORIENTADORA: PROFA. DRA. SUZANA MOREIRA AVILA
COORIENTADOR: PROF. DR. MARCUS VINICIUS GIRÃO DE MORAIS

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM
INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA

PUBLICAÇÃO: 097A/2021

BRASÍLIA/DF, OUTUBRO DE 2021

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA - UNB
FACULDADE DE TECNOLOGIA / FACULDADE DO GAMA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA

**PROTÓTIPO DE MESA VIBRATÓRIA TRANSLACIONAL
PARA REGIME DE BAIXAS FREQUÊNCIAS**

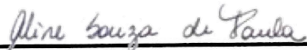
LEDYMAR FONCAULT MORENO

DISSERTAÇÃO DE Mestrado submetida ao Programa de Pós-graduação em Integridade de Materiais da Engenharia da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre.

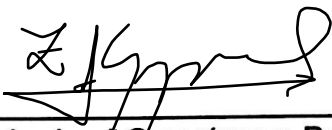
APROVADA POR:



PROFA. DRA. SUZANA MOREIRA AVILA
(ORIENTADOR)



DRA. ALINE SOUZA DE PAULA
(EXAMINADOR INTERNO)



DR. ZENÓN JOSÉ GUZMÁN DEL PRADO
(EXAMINADOR EXTERNO)

BRASÍLIA/DF, OUTUBRO DE 2021.

FICHA CATALOGRÁFICA

FONCAULT MORENO, LEDYMAR

Protótipo de Mesa Vibratória Translacional para Regime de Baixas Frequências [Distrito Federal], 2021.

XVIII, 85p. 210 x 297 mm (FGA/FT/UnB, Mestre, Integridade de Materiais da Engenharia, 2021).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia. Faculdade do Gama.

- | | |
|--------------------|---------------------------------|
| 1. Mesa Vibratória | 2. Controle/Estudo Experimental |
| 3. Placa Arduino | 4. Pêndulo Simples |

I. ENC/FT/UnB

II. Mestre (ENC/FT/UnB – Outubro/2021)

Referência

Moreno, Ledymar. (2021). Protótipo de Mesa Vibratória Translacional para Regime de Baixas Frequências. Dissertação de mestrado em Integridade de Materiais da Engenharia, Publicação 097A/2021, Programa de Pós-Graduação, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 103p.

Cessão de Direitos

Autor: Ledymar Foncault Moreno

Título: Protótipo de Mesa Vibratória Translacional para Regime de Baixas Frequências.

Grau: Mestre

Ano: 2021

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender essas cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.



ingfoncault@gmail.com

Brasília, DF – Brasil

*A meus pais Leida e Marco e
sobrinhos, Santiago e Isaias,
Deus lhes abençoe!*

“Assim, a Lei foi como um educador que nos conduziu até Cristo, para que fôssemos justificados pela fé. Mas, uma vez inaugurado o regime da fé, já não estamos na dependência desse educador”.

(Gal 3,24s)

“... e educador já não é aquele que apenas educa, mas o que, enquanto educa, é educado, em diálogo com o educando, que ao ser educado, também educa...”.

(Paulo Freire)

“A educação é o fundamento verdadeiro da felicidade”.

(Simón Bolívar)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, por me oportunizar a consciência de sua presença em cada coisa que faço; em cada pessoa; em cada momento; em cada detalhe; por ser essa força misericordiosa sempre presente. Graças infinitas!

Aos meus orientadores, professores Dra. Suzana Avila e Dr. Marcus Girão. Obrigada pela paciência, constância, companhia, perseverança, motivação e sugestões de aperfeiçoamento da dissertação, por ser meu porto seguro.

Ao Decanato de Pós-Graduação da Universidade de Brasília (DPG-UnB), ao Programa de Alianças para a Educação e a Capacitação, à Organização dos Estados Americanos, ao Grupo Coimbra de Universidades Brasileiras (PAEC-OEA/GCUB), à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) e à Diretoria de Desenvolvimento Social (DDS), por contribuírem economicamente para que este sonho se tornasse realidade.

Ao Professor Dr. Jhon Goulart, por sua orientação e acompanhamento em minha chegada a Brasília e no tempo de adaptação, assim como à equipe da secretaria do PPG Integridade, Denise Martins e Anderson Santos da Silva, por serem sempre diligentes em suas funções.

Aos meus pais, Leida e Marco, por me apoiarem em todos os momentos; por confiarem em mim; e por me encaminharem na formação. Às minhas irmãs, Deylymar, Marleys e Leymar, e aos amigos, Giuseppe, Dana, Luigi, Jephté, Pedro, por estarem aí, por me acompanharem à distância, nos momentos em que o coração ficou apertado.

As minhas famílias brasileiras que ganhei: família Furtado Souza Kataoka, família de Souza Bispo, família de Oliveira Rocha, que me acolheram com muito carinho, fazendo-me sentir realmente parte de suas famílias. Muito obrigada!

Aos meus colegas do PPG Integridade em especial Lays, Beatriz, Jonas, Daniel, Gabriel, Mayk, Pedro por todas as parcerias nas horas de estudo e publicação e da UnB em geral, aos meus amigos latino-americanos (do Brasil, da Bolívia, da Colômbia, do Equador, do México, de Nicarágua, do Peru, de El Salvador e da Venezuela), por nos permitirmos acompanhar mutuamente nesta tarefa de aprendizado, que apesar dos estragos da pandemia, mantivemo-nos no esforço para alcançar nossos objetivos.

RESUMO

No presente trabalho apresenta-se o estudo e avaliação experimental de uma mesa vibratória de baixo custo denominada GEDUSE, controlada por microcontrolador Arduino que permite uma parametrização dinâmica de excitações em baixa frequência, com sistema eletrodinâmico sincronizado.

Foi desenvolvida uma mesa de agitação de construção manual eletrodinâmica de pequena escala, em baixa frequência de 0.3 - 2.1 Hertz, de fácil implementação em laboratórios, aplicada a estudos de caso, como, por exemplo, o estudado no presente trabalho: um sistema com pêndulo simples. Apresentaram-se as ferramentas necessárias para medir as respostas do sistema ao longo do tempo e no domínio da frequência, com resposta dinâmica do sistema vibratório considerando diversas frequências de excitação.

Os resultados obtidos nos ensaios experimentais realizados apresentaram viabilidade com precisão satisfatória, evidenciando a eficácia dos testes de mesa vibratória, aplicáveis para estudo de sistemas de controle de vibração em baixa frequência. Pode-se ainda ressaltar o uso da mesa vibratória de construção manual GEDUSE para aplicação de metodologias educacionais. Ao comparar os resultados experimentais obtidos com os modelos matemáticos, obtiveram-se resultados coerentes e com razoável precisão, o que faz da ferramenta instrumento prático de validação dos fundamentos conceituais.

Palavras-chave: Mesa vibratória, controle, estudo experimental, placa Arduino, pêndulo simples.

ABSTRACT

Experimentally study a model of low-cost shaking table, controlled by Arduino microcontrolled plates, which allow dynamic parameterization of low frequency excitations is presented, with a synchronized electrodynamic system of one degree of freedom. Developed with a small-scale handcrafted shaking table, applied to case studies as a simple pendulum study system. The tools needed to measure system responses over time and in the frequency domain are presented; with a dynamic response of the vibratory system at seven excitation frequencies.

The results obtained in the proposed experimental tests showed feasibility with a satisfactory precision. The documented results can support an overview of the trend in vibrating table testing efficiency in the study of low frequency vibration control systems.

This work presents the development of an experimental study of easy implementation in laboratories, with a handmade electrodynamic shake table at a low frequency range of 0.3 - 2.1 Hertz, which allowed the application of experimental methodologies as educational tools. By comparing the experimental results obtained with the mathematical models, coherent results are obtained and with reasonable precision of the theoretical models, which makes the tool a practical instrument for validating the conceptual foundations.

Keywords: Shake table Arduino, low frequency, control, experimental study.

SUMÁRIO

1	Introdução.....	1
1.1	Motivação	4
1.2	Objetivos.....	5
1.2.1	Objetivos Específicos.....	5
1.3	Metodologia	5
1.4	Estrutura da Dissertação	6
2	Revisão Bibliográfica	7
2.1	Excitadores Mecânicos.....	8
2.1.1	Massa Desbalanceada.....	8
2.1.2	Mecanismo Biela-Manivela	9
2.1.3	Mecanismo Scotch Yoke.....	10
2.2	Excitadores Hidráulicos	11
2.3	Excitadores Eletromagnético	12
2.4	Excitadores Eletrodinâmicos.....	13
2.5	Mesa Vibratória.....	14
2.5.1	Mesas Vibratórias Comerciais.....	15
2.5.2	Mesas Vibratórias de Construção Manual.....	19
2.6	Implementação de Microcontrolador.....	23
2.6.1	Estudos de Caso Experimentais – Pêndulo Simples	25
3	MESA VIBRATÓRIA.....	28
3.1	Descrição dos equipamentos da Mesa Vibratória.....	28
3.1.1	Plataforma Deslizante (PD).....	30
3.1.2	Motor de Passo	30
3.1.3	Drive Controlador	33
3.1.4	Pinos de alimentação e conexão do motor	34
3.1.5	Pinos de Controle.....	35
3.1.6	Arduino Uno	37
3.2	Sistema de Aquisição de Dados	39
3.2.1	Aquisição de Vídeo	39
3.2.2	Captura de Movimento por <i>Tracker</i>	40
3.2.3	Acelerômetro de Smartphones.....	41
3.3	Tratamento de Sinais.....	44

4	RESULTADOS	45
4.1	Validação da Bancada.....	45
4.2	Ensaio de Pêndulo Simples	56
4.2.1	Identificação no Domínio do Tempo.....	57
4.2.2	Identificação no Domínio da Frequência	58
5	CONCLUSÃO	69
	Lista de Referências	72
	Apêndice A – Código Arduino controle do motor de passo.....	77
	Apêndice B Código Matlab	84
	B.1 – Importe de data	84
	B.2 – Diagrama de Fase/Resp. temporal/ Autoespectro.....	85
	B.3 – Transmissibilidade.....	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 Acordo Boletim de eventos sísmicos registrados pelo Laboratório Sismológico do Rio Grande do Norte (LAbSis) em maio, junho, julho e agosto	1
Tabela 1.2 Especificações técnicas de pequenas mesas vibratórias (Damcı & Şekerci Ç., 2019).....	3
Tabela 2.1 Especificações do fabricante Quanser Shake Table II (Quanser, n.d.).	17
Tabela 3.1 Resolução dos micropassos do Drive A4988.	36
Tabela 4.1 Parâmetros de funcionamento da controladora A4988	45
Tabela 4.2 Comparação das frequências naturais com relação às técnicas por autoespectro de potência (pwelch) e por ajuste não linear (CFTool).....	61
Tabela 4.3 Comparação dos parâmetros modais de frequência natural e razão de amortecimento por ajuste não linear (CFTool) a partir da transmissibilidade $\theta_{0 U_0} \Omega$ por RMS e por Parseval estreito.	67

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Modelo físico do sistema pêndulo-mesa vibratória (Xu et al., 2007).....	4
Figura 2.1 Excitadores mecânicos de reação (a) e (b) circular, e (c) retilíneo (Oliveira, 2003).....	9
Figura 2.2 Seção transversal da mesa vibratória (Peña, 2017).	10
Figura 2.3 Mecanismo de Scotch Yoke (RAO, 2008).....	11
Figura 2.4 Iteração de controle com excitador hidráulico (Serrano, 2007).....	12
Figura 2.5 Função de transferência relativa à voltagem de excitação (impedância, em ohms), movimento da armadura (linha verde), mesa (linha negra) e corpo (linha azul) devido a uma corrente função da frequência (Lang & Snyder, 2001).	13
Figura 2.6 Simulação sísmico MTS 1,5 m e 3,0 m (Â. Huang, 2018).....	15
Figura 2.7 Simulador de vibrações EHST (Â. Huang, 2018).....	16
Figura 2.8 Mesa de vibração portátil <i>Quaser Shake Table II</i> (Quanser, n.d.).	16
Figura 2.9 Mesa de vibração Quanser XY Shake Table III. Fonte: (Â. Huang, 2018).	18
Figura 2.10 Mesa de vibrações H2W Technologies (Hirata et al., 2014).	18
Figura 2.11 Bancada de teste de Teeness AS. Fonte: (Hermanrud, 2017).	19
Figura 2.12 Mesa vibratória do Laboratório de Estruturas da Universidade de Brasília – UnB. Fonte: (Peña, 2017).	20
Figura 2.13 Simulador Universidade Valladolid. Fonte: (Reyes, 2017).	21
Figura 2.14 Simulador uniaxial: estrutura e componentes (Â. Huang, 2018).	22
Figura 2.15 Mesa vibratória. Fonte: (Ri & Moraes., 2019).	23
Figura 2.16 Interior do controle e unidade DAQ. Fonte: (Damcı & Şekerci Ç., 2019).	24
Figura 2.17 Esquema de controle da arquitetura do sistema de hardware. Fonte: (Tang et al., 2016).....	25
Figura 2.18 Disposição experimental do sistema. Fonte: (Arnold et al., 2011).	26
Figura 2.19 Bancada experimental. Fonte: (Da et al., 2013).....	27
Figura 2.20 Bancada montada para experimentação do sistema com 2GdL e MAS-PI. Fonte: (Resende et al., 2018, 2020).	27
Figura 3.1 Parte mecânica da mesa vibratória GEDUSE.....	29
Figura 3.2 Parte eletrônica da mesa vibratória GEDUSE.	29
Figura 3.3 Representação esquemática das partes mecânica da mesa vibratória GEDUSE.....	30
Figura 3.4 Motor unipolar. Fonte: (Brites & Santos, 2008).	31
Figura 3.5 Motor bipolar. Fonte: (Brites & Santos, 2008).	31
Figura 3.6 Motor de passo Nema-17.....	32
Figura 3.7 Drive controlador A4988: (a) vista da placa, (b) detalhe da conexão elétrica. .	34
Figura 3.8 Vista da placa Arduino Uno.....	37
Figura 3.9 Operabilidade do motor (d).	39
Figura 3.10 Resolução de smartphone Samsung-SM-G920A.	40
Figura 3.11 Tela ilustrativa com as respostas registradas do movimento no software Tracker.....	41
Figura 3.12 Tela do aplicativo Phyphox. Fonte: (Phyphox, 2021).	42
Figura 3.13 Gráficos em tempo real. Fonte: (Phyphox, 2021).	43
Figura 3.14 Orientação do smartphones (Phyphox).....	44
Figura 4.1 Evolução temporal da velocidade angular do motor de passo para o modo de operação de $\frac{1}{4}$	46

Figura 4.2 Evolução temporal do deslocamento mínimo da bancada.....	47
Figura 4.3 Evolução temporal do deslocamento da bancada.	48
Figura 4.4 Detalhe na evolução temporal da aceleração que descreve o tipo de onda. ...	49
Figura 4.5 Evolução temporal da aceleração da PD para a frequência de excitação de 1,1 Hz. (a) Aceleração do eixo direção-X (paralelo ao movimento) e (b) Aceleração do eixo direção-Y (perpendicular ao movimento).	50
Figura 4.6 Evolução temporal da aceleração na direção-X para a frequência de excitação de 0.3 Hz.	51
Figura 4.7 Evolução temporal da aceleração na direção-X para a frequência de excitação de 0.7 Hz.	51
Figura 4.8 Evolução temporal da aceleração na direção-X para a frequência de excitação de 1.7 Hz.	52
Figura 4.9 Espectro de frequência para excitação 0.3 Hz.....	52
Figura 4.10 Espectro de frequência para excitação de 0.9 Hz.....	53
Figura 4.11 Espectro de frequência para excitação de 1.5 Hz.....	53
Figura 4.12 Magnitude da aceleração “X” (paralelo ao movimento) (m/s^2) e função da frequência f Hz.....	54
Figura 4.13 Comparação da resposta espectral da frequência para 1,4 Hz.	55
Figura 4.14 Comparação da resposta espectral da frequência para 2.1 Hz.	55
Figura 4.15 Sistema de pêndulo simples. Peças: (1) Pórtico, (2) Ponto de Pivot, (3) Fio, (4) Massa.....	56
Figura 4.16 Reposta amortecida do deslocamento angular do pêndulo simples.....	59
Figura 4.17 Autoespectro de potência da resposta dinâmica do ângulo do pêndulo em vibração livre para uma janela retangular e uma janela hamming.	60
Figura 4.18 Resposta temporal do movimento de vibração pendular forçado $\theta(t)$ [rad] para o movimento da plataforma $U_b(t)$ [mm]) para a frequência de excitação $\Omega = 1.10$ Hz , e comprimento do pêndulo $L = 255$ mm.	62
Figura 4.19 Diagrama de fase do movimento horizontal x_{tm} do pêndulo, por captura de movimento, para frequência de excitação $\Omega = 1.10$ Hz e um comprimento de fio $L = 255$ mm.....	63
Figura 4.20 Evolução temporal do ângulo de tempo $\theta(t)$ e do movimento de base $U_b(t)$ (a), autoespectro de potência $S_{\theta\theta}(rad^2Hz^{-1})$, e $S_{U_b U_b}(rad^2Hz^{-1})$ (b) para frequência de $\Omega = 0.9H$	64
Figura 4.21 Evolução temporal do ângulo de tempo $\theta(t)$ e do movimento de base $U_b(t)$ (a) , autoespectro de potência $S_{\theta\theta}(rad^2Hz^{-1})$, e $S_{U_b U_b}(rad^2Hz^{-1})$ (b) para frequência de $\Omega = 1.1H$	65
Figura 4.22 Transmissibilidade do ângulo do pêndulo relativo ao movimento de base θ/U_b para os resultados experimentais para os comprimentos $L = 150$ mm, 200mm e 255mm , e o ajuste CFTool do modelo para os dados experimentais $L = 255$ mm.	66
Figura 4.23 Backbone da razão de frequência T/θ versus ângulo do pêndulo θ	68

LISTA DE NOMENCLATURAS E ABREVIações

ACLS	Absorvedor de coluna líquida sintonizada.
AMS-PI	Amortecedor de massa sintonizado, do tipo pêndulo invertido.
CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior.
CSV	Formato aberto em forma de tabela (em inglês, Comma Separated Values).
DC	Corrente Contínua.
DDS	Diretoria de Desenvolvimento Social.
EHST	Mesas de agitação eletro-hidráulica (em inglês, Electro-hydraulic Shaking Table).
FEM	Força Eletromotriz.
FHD	Resolução da imagem: alta definição real ou total (em inglês, Full high-definition).
FPS	Fotogramas por segundos (em inglês, Frames per second).
GCUB	Grupo Coimbra de Universidades Brasileiras.
GDS	Grupo de Dinâmica de Sistemas.
GdL	Grau de Liberdade.
GEDUSE	Excitador/Uniaxial/Eletrodinâmico/ (do) Grupo/ Dinâmica (de)/ Sistemas (de).
GPS	Sistema de posicionamento global (em inglês, Global Positioning System).
IDII	Instituto de Design de Interação de Ivrea.
LabSis	Laboratório Sismológico do Rio Grande do Norte Association of Physics in Medicine.
Led	Lâmpada (em inglês, light-emitting diodes).
Max	Maximo.
MEMS	Sistemas Microeletromecânicos (em inglês, Microelectromechanical Systems).
MS	Aplicativo de Office (em inglês, Microsoft).
MTS	Measure Test Simulate.
OEA	Organização dos Estados Americanos.
PAEC	Programa de Alianças para a Educação e a Capacitação.
PD	Plataforma Deslizante.
PPG	Programa de Pós Graduação.
PWM	Modulação de Largura de Pulso (em inglês, Pulse Width Modulation).

Ref	Referencia.
RMS	Raiz quadrada media (em inglês, Root Main Square).
UFRN	Universidade Federal do Rio Grande do Norte.
UnB	Universidade de Brasília.
USB	Estabelece comunicação para Notebook (em inglês, Universal Serial Bus).
VCC	Tensão elétrica em Corrente Contínua (em inglês, Volt).
VDD	Tensão operacional interna do dispositivo

LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLOS LATINOS

F	Força.
<i>m</i>	Massa.
<i>e</i>	Excentricidade.
t	Tempo.
X	Eixo horizontal.
Y	Eixo vertical.
PPR	Passos por Revolução ou Pulsos por Revolução.
V_{REF}	Tensão de referência do driver.
I_{MAX}	Corrente máxima do motor.
R_s	Resistência do resistor de detecção.
u(t)	Deslocamento experimental.
w	Forma de janelamento.
N	Comprimento do sinal.
f_s	Frequência de amostragem.
D	Decaimento.
S_{uu}(f)	Espectro de potência.
σ_{rms}	Valor eficaz.
x(t)	Deslocamento.
ẋ(t)	Velocidade.
f	Frequência.
f_n	Frequência fundamentais.
T	Período.
K	Rigidez.
g	Gravidade.
L	Comprimento do pêndulo.

SÍMBOLOS GREGOS

Ω	Angulo
ϕ	Angulo de rotação
ω_n	Frequência natural
ξ	Razão de amortecimento
θ	Ângulo do pêndulo

1 INTRODUÇÃO

O estudo do comportamento dinâmico de dispositivos mecânicos e estruturas é uma necessidade atual. A segurança de prédios em regiões sujeitas a sismos, o tempo de vida útil de pás eólicas submetidas a vibrações do vento, entre diversos outros problemas são impactados pela ocorrência de vibração em estruturas e dispositivos mecânicos.

As ações externas responsáveis por respostas vibratórias são inúmeras: ações geológicas, ações fluidas (eólica e/ou hidráulica), ações humanas, ações externas devido a máquinas, entre outros (Nabarrete, 2005). A resposta vibratória em estruturas pode ter consequências da integridade estrutural à segurança, além da saúde dos usuários.

No Brasil, as vibrações de origem geotécnica são apresentadas em casos e lugares pontuais. Por sua localização geográfica, a região Nordeste, (especificamente os estados do Ceará, Pernambuco e Rio Grande do Norte) é a mais afetada com tremores, que causam desconfortos perceptíveis por seus habitantes. Apresentam-se o resumo e a comparação dos registros de eventos sísmicos de acordo com o boletim LabSis UFRN (Tabela 1.1).

Tabela 1.1 Acordo Boletim de eventos sísmicos registrados pelo Laboratório Sismológico do Rio Grande do Norte (LAbSis) em maio, junho, julho e agosto de 2021, com magnitude maior ou igual a 1.50. (UFRN, n.d.)

Data	Magnitude	Quantidade de registros	Local (Estado)
Maio	1.5 – 4.3	52	AL, BA, CE, PA, PB, PE, RN, SE.
Junho	1.5 – 2.7	27	AL, BA, CE, PB, PE, PI, RN
Julho	1.5 – 3.5	58	BA, CE, PE, RN.
Agosto	1.5 – 4.2	33	AC, AL, BA, CE, PB, PE, RN, SE.

Os estudos das vibrações ao longo do tempo têm desenvolvido novos métodos e técnicas computacionais, assim como experimentais, o que permitiu identificar e determinar as características dinâmicas de estruturas, tais como frequências naturais, modos de vibrar e fatores de amortecimento com maior

precisão. A análise das vibrações agrega conceitos de engenharia mecânica, elétrica e computacional, o que faz dela um estudo de área interdisciplinar (Oliveira, 2003).

A investigação de absorvedores de vibração para determinar o comportamento dinâmico antes da instalação em estruturas tem motivado diversos estudos (Carmona et al., 2017; Christie et al., 2019; Pérez et al., 2017; Resende et al., 2020). A identificação experimental das características dinâmicas modais desses dispositivos dinâmicos é necessária à validação/calibração dos modelos discretos e à verificação da eficácia desses dispositivos acoplados em estruturas, em cenários controlados (Günday, 2021; M. F. Vassiliou et al., 2021; Michalis F. Vassiliou et al., 2021), além de compor parte importante da prática educacional de conceitos de vibrações mecânicas para físicos e engenheiros (Y. Liu et al., 2019).

Em laboratórios de vibração, mesas vibratórias são equipamentos cada vez mais utilizados com o objetivo de analisar o comportamento de estruturas diversas, por exemplo, turbinas eólicas, túneis ou prédios sujeitos a ações sísmicas (W. Liu et al., 2016a; PEREIRA, 2015; Zhao et al., 2018).

Nos últimos anos, os excitadores eletrodinâmicos tornaram-se populares como dispositivo de excitação controlada (senoidal, randômica e choque mecânico) (Martino e Harri, 2019; Pan, Guo e Wang, 2021). São os instrumentos de investigação mais utilizados devido à sua praticidade e capacidade de adaptação ante os possíveis sinais de excitação. As mesas vibratórias de pequena escala estão entre as mais populares, podendo-se encontrar no mercado de diferentes tamanhos e capacidades, de forma comercial e também de construção manual, com adaptações, especificações e peculiaridades de cada estudo (Hirata et al., 2014).

As mesas vibratórias podem ser adquiridas comercialmente por diversos fabricantes a preços elevados, ou podem ser concebidas e fabricadas de forma manual, tendo especificações e peculiaridades para cada estudo. Além de uma questão econômica, a utilização de dispositivos de construção manual permite a utilização de componentes eletrônicos baratos, e tem desenvolvido na academia uma visão empreendedora e inovadora em educadores e educandos (Alemzadeh, Wishart and Booker, 2007; Bograd et al., 2011; Borges and Lima, 2018; Meng et al., 2019; Quesadac, 2019; Nguyen et al., 2021; Schajer, 2021; Ye et al., 2021). Existe

ainda a possibilidade de se desenvolver esta ferramenta para o estudo experimental em baixa frequência de trabalhos práticos e plataforma de pesquisa de laboratório de vibrações, (Van Heerden et al., 2011) que permita a aprendizagem ativa de importantes conceitos de engenharia (Meng et al., 2019).

Damci e Şekerci (2019) compararam os resultados de diferentes mesas de agitação de laboratório com características similares, em pequena escala e com ativação eletromecânica mediante microcontroladores Arduino, por sua conveniência e versatilidade, encontrando coerência entre os dados desejados e os alcançados (Tabela 1.2).

Tabela 1.2 Especificações técnicas de pequenas mesas vibratórias (Damcı & Şekerci Ç., 2019)

Especificações	Shao e Enyart [9]	Kinay [11]	<i>Quanser Shake Table II</i> [12]	<i>Testbox shake Table</i> [13]	SARSAR
Dimensões da placa superior (cms)	91.5 x 91,5	40 x 40 x 1	46 x 46	50 x 50 x 1	50 x 50
Curso máximo (mm)	±76.2	±70	±76	200	±75
Velocidade máxima (mm/s)	-	250	665 @ 7.5 kg	500	350
Aceleração máxima (g)	4	2	2.5 @ 7.5 kg	1 @ 100 kg	1,5 @ 17 Hz
Carga útil (Kg)	228	80	7.5	-	200 @ 0.4g
Graus de liberdade	Um	Um	Um	Um	Um
Capacidade de simulação	Terremoto	Terremoto	Terremoto	Terremoto	Terremoto
Unidade atuadora	Atuador Hidráulico	Servo motor com um parafuso de bola	Servo motor com um parafuso de bola	Servo motor	Motor de passo a passo com um parafuso de bola

Xu et al. (2007) estudaram interações dinâmicas entre um pêndulo paramétrico e um excitado de tipo eletromecânico por meio de um plataforma experimental de testes estáticos e dinâmicos (Figura 1.1). Ao se realizarem comparações entre os resultados experimentais e as previsões teóricas, obteve-se correlação satisfatória. Validou-se que a interação no sistema pêndulo-agitador têm influencia na dinâmica do agitador e do pêndulo, dependendo da aceleração do pêndulo. Essa aceleração é controlada pela relação excitador e comprimento do pêndulo, observando-se que os movimentos rotacionais ocorrem com mais frequência que os oscilatórios para oscilações ou rotações de alta frequência, e que existe maior interação em baixas frequências do que em altas.

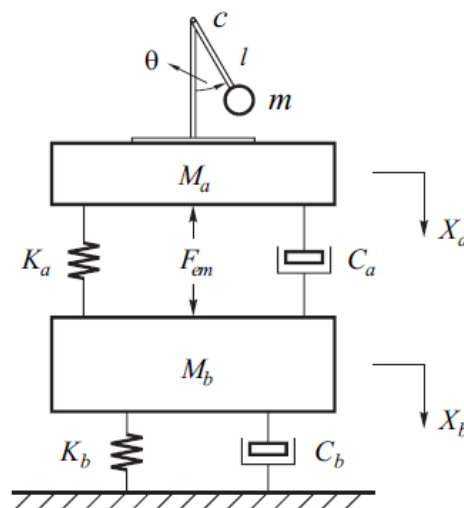


Figura 1.1 Modelo físico do sistema pêndulo-mesa vibratória (Xu et al., 2007).

1.1 Motivação

A característica comum aos exemplos apresentados é a necessidade de estudar o comportamento dinâmico de estruturas em baixas frequências ($0,1 \text{ Hz} - 5 \text{ Hz}$). Dentre os tipos de dispositivos de excitação dinâmicos para esse nível de baixas frequências, existem poucas alternativas muitas vezes dispendiosas. A aquisição de excitadores (ing., *shakers*) eletromecânicos para este nível de frequências necessita de investimento entre $20k - 60k$ dólares (Reyes, 2017). Outra alternativa, como as mesas vibro-excitadoras com rolamento, custam em torno de $20k - 40k$ dólares. Esses dispositivos são de investimentos limitados à análise e desenvolvimento de

estruturas de grande porte, mas os avanços tecnológicos e programas computacionais de aquisição livre dão acessibilidade sem incorrer em grandes investimentos ao desenvolvimento de equipamentos mais econômicos, com o uso de controladores cada vez mais precisos.

1.2 Objetivos

Desenvolver e caracterizar uma mesa vibratória (em pequena escala) como excitador dinâmico, destinada ao estudo experimental do comportamento de um pêndulo em vibração forçada em baixa frequência.

1.2.1 Objetivos Específicos

- (i) Definir o comportamento dinâmico de uma mesa vibratória e um pêndulo simples;
- (ii) Verificar os parâmetros dinâmicos (frequência natural, de excitação e razão de amortecimento) das estruturas em estudo;
- (iii) Caracterizar os resultados em relação aos estudos prévios semelhantes.

1.3 Metodologia

A metodologia utilizada, no presente trabalho, envolve, primeiramente, a revisão bibliográfica dos estudos experimentais com características semelhantes em baixas frequências, que utilizaram sistemas eletrodinâmicos como instrumentos de excitação (mesas vibratórias), assim como ferramentas computacionais aplicadas na obtenção numérica dos resultados para o desenvolvimento e controle dos sistemas mecânicos. Além disso, analisar, comparar e apresentar as contribuições obtidas pelo estudo.

Desenvolveram-se a análise e o planejamento da construção e desenvolvimento do modelo experimental com os materiais e equipamento pertencente ao Grupo de Dinâmica de Sistemas (GDS), da Universidade de Brasília (UnB).

Realizou-se a identificação dos parâmetros dos sistemas por testes estáticos e dinâmicos, a obtenção e avaliação dos dados numéricos, do instrumento de excitação da mesa de vibração e de um modelo experimental com um pêndulo simples.

Finalmente, efetuaram-se a comparação e as análises da bibliografia com os resultados experimentais, bem como a verificação e a documentação da viabilidade do estudo com os parâmetros do sistema apresentado.

1.4 Estrutura da Dissertação

A presente dissertação é composta por cinco capítulos, distribuídos da seguinte forma:

O primeiro capítulo apresenta a contextualização da pesquisa, as motivações, os objetivos e a metodologia do estudo.

A revisão bibliográfica dos estudos realizados previamente com as diferentes formas de desenvolver mesas vibratórias é apresentada no segundo capítulo.

No terceiro capítulo, apresenta-se a proposta de uma bancada vibratória com o sistema eletrodinâmico, e a relação entre os aplicativos utilizados para o acionamento mecânico e a análise experimental.

O quarto capítulo apresenta os resultados da validação da plataforma e compara-se com o planejamento das estimativas do coeficiente de amortecimento modal para um pêndulo simples.

No quinto capítulo, são apresentadas as conclusões da dissertação e considerações para trabalhos futuros.

Esta investigação teve uma publicação previa um artigo do congresso C19060 **“Estudo Preliminar de mesa vibratória em baixa frequência controlada com Arduino”** do 8th Conferência Internacional sobre Métodos Computacionais em Dinâmica Estrutural e Engenharia Sísmica (COMPDYN 2021) em Atenas, Grécia, no 28-30 Junho 2021 em conjunto com o 4th Conferência Internacional sobre Quantificação de Incertezas em Ciências e Engenharia da Computação (UNCECOMP 2021) e o 14th Conferência Internacional sobre Métodos Evolucionários e Determinísticos para Design (EUROGEN 2021).

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para o estudo do comportamento dinâmico, que atenda à necessidade de mitigar as amplitudes das vibrações excessivas em estruturas, desenvolvem-se estudos experimentais em escala, de baixo custo, utilizando mesas vibratórias como modelos de investigação que permitam um estudo mais detalhado deste tipo de fenômeno.

Neste sentido, este capítulo apresenta a revisão bibliográfica deste assunto nos seguintes aspectos: (a) a evolução das mesas vibratórias; (b) os excitadores dinâmicos utilizados na mesa vibratória; e (c) os tipos de mesas vibratórias.

As primeiras mesas vibratórias datam de finais do século XIX, utilizando excitadores dinâmicos manuais de rodas com manivela e plataforma móvel sobre trilhos. Sinchi (2016) indica que uma década mais tarde iniciou-se a utilização de motores elétricos enquanto Bernal et al. (2015) relatam uma nova geração de mesas vibratórias incluindo excitadores hidráulicos desde 1933, e só até 1960 as mesas vibratórias entra em combinação com sistemas computacionais, permitindo alcançar acelerações de até duas vezes a gravidade para mesas vibratórias de um grau de liberdade.

A era das mesas vibratórias modernas começa em 1972, com a primeira mesa de grande porte (6 m x 6 m), desenvolvida na Universidade Berkeley, na Califórnia, servindo de motivação para desenvolvimento de outras com dimensão em escala real (Bernal et al., 2015; Carrillo et al., 2013).

Os aspectos principais que devem integrar as mesas vibratórias quanto à reprodução de sinais são os requerimentos dinâmicos de acordo com o modelo de ensaio e a precisão do controle nos movimentos que se quer reproduzir (Bernal et al., 2015), sendo os excitadores dinâmicos os protagonistas nesta matéria.

Os excitadores dinâmicos são instrumentos utilizados para provocar vibração em um sistema, com amplitude e frequência controladas, podendo ser mecânicos, eletromagnéticos, eletrodinâmicos ou hidráulicos (Â. Huang, 2018; Gerges, 2005; S. N. Soeiro, 2008).

Oliveira (2003) apresentou os tipos de **excitadores mecânicos** que podem ser: **de deslocamento** (transformação do movimento rotacional de um motor em deslocamento) e **de reação** (a força é gerada por uma massa desbalanceada em rotação). Os **excitadores hidráulicos** transformam um sinal elétrico em movimento vibratório linear a partir da drenagem de fluido sob alta pressão. Os **excitadores eletromagnéticos** permitem a utilização de uma gama de sinais, procurando reproduzir, por exemplo, uma condição de uso da estrutura sob estudo.

Quesada (2019) apresentou os **excitadores eletrodinâmicos** como o inverso de um transdutor eletrodinâmico, com deslocamento com intensidade proporcional à corrente I e o fluxo magnético D (função da tensão elétrica recebida pela bobina).

Alguns dos principais mecanismos de excitação são descritos a seguir.

2.1 Excitadores Mecânicos

2.1.1 Massa Desbalanceada

São excitadores mecânicos de reação pela força que é gerada a partir da excitação de uma massa desbalanceada (Oliveira, 2003) (Figura 2.1). O uso desse tipo de excitador possibilita determinar o desbalanceamento de um rotor a partir da medição da vibração (S. N. Soeiro, 2008), pois a amplitude da vibração é diretamente proporcional ao desbalanceamento expressada pela eq. (2.1).

$$F(t) = me \Omega^2 \cos \Omega t, \quad (2.1)$$

onde me é o produto da massa desbalanceada m (kg) e da excentricidade e (m), e Ω é a frequência radial de excitação (rad/s).

Como característica deste mecanismo, o item de teste deve ter massa menor que a massa da mesa, e deve ter alinhamento com eixo principal da mesa de forma a evitar flexões e carregamentos angulares. O excitador mecânico não é adaptado para a realização de ensaios em baixa frequência, pois a excitação é muito baixa e suscetível ao ruído do sinal (baixa razão sinal/ruído). A frequência de utilização é limitada a 60 Hz para estruturas maiores e pode chegar aos 120 Hz para estruturas leves, sendo que a força aumenta em razão da frequência de forma quadrática (Oliveira, 2003).

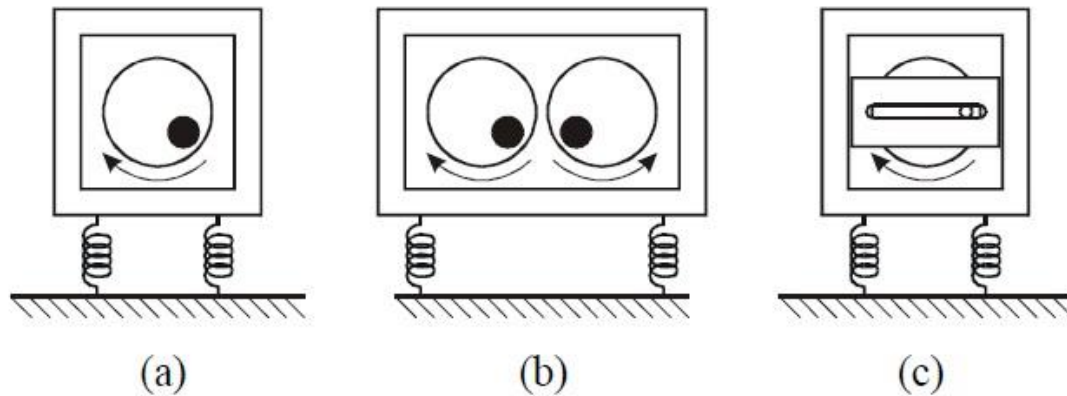


Figura 2.1 Excitadores mecânicos de reação (a) e (b) circular, e (c) retilíneo (Oliveira, 2003).

2.1.2 Mecanismo Biela-Manivela

São excitadores mecânicos usados para produzir vibração de baixa frequência (até 30 Hz) e pequenas cargas (até 700 N) para forças harmônicas de inércia ou elástica (S. N. Soeiro, 2008). Peña (2017) desenvolveu uma mesa vibratória em escala reduzida, onde a manivela descreve o movimento plano de rotação, a biela empurra a plataforma principal, apresentando movimento de translação retilínea na direção ortogonal X , e o movimento rotacional da manivela é controlado por um inversor de frequência (Figura 2.2).

Este tipo de mecanismo geralmente é mais robusto, sendo acionado por um motor trifásico, que aumenta o ruído e o preço de aquisição do excitador e diminui a flexibilidade de funcionamento, requerendo manutenção constante devido ao fato de que o sistema está propenso ao desbalanceamento provocado pela inércia de seus elementos de forma recíproca. Esse desbalanceamento se incrementa com o aumento da velocidade.

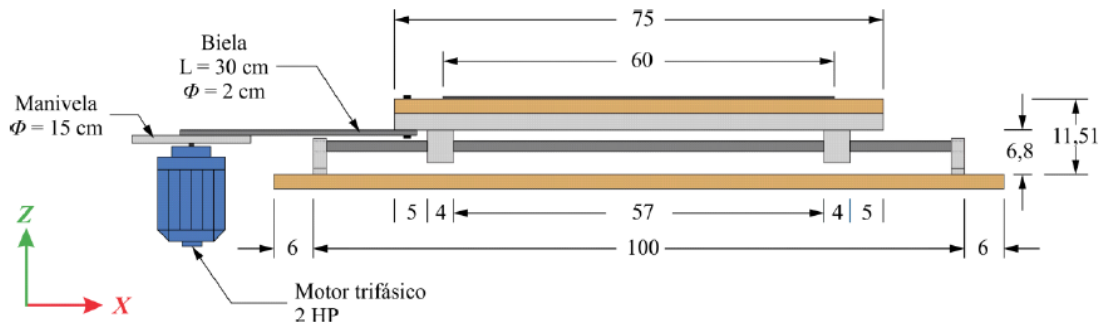


Figura 2.2 Seção transversal da mesa vibratória (Peña, 2017).

2.1.3 Mecanismo Scotch Yoke

O mecanismo oscilante do tipo *garfo escocês* (de Scotch Yoke) transforma um movimento rotativo a velocidade constante em um movimento harmônico simples (Figura 2.3). Essa característica de gerar um movimento harmônico exato é sua principal diferença em comparação ao sistema biela-manivela, em que se pode perceber que a aceleração é diretamente proporcional ao deslocamento (Quesadac, 2019).

O mecanismo de Scotch Yoke é um caso particular do mecanismo biela-manivela, em que a biela tem comprimento infinito (Flores & Claro, 2007). As projeções horizontal e vertical do vetor em seus eixos real e imaginário da expressão de números complexos são movimentos harmônicos na forma de seno e cosseno (S. N. Soeiro, 2008). Este mecanismo é utilizado em sistemas vibratórios, em máquinas de laboratórios (Flores & Claro, 2007).

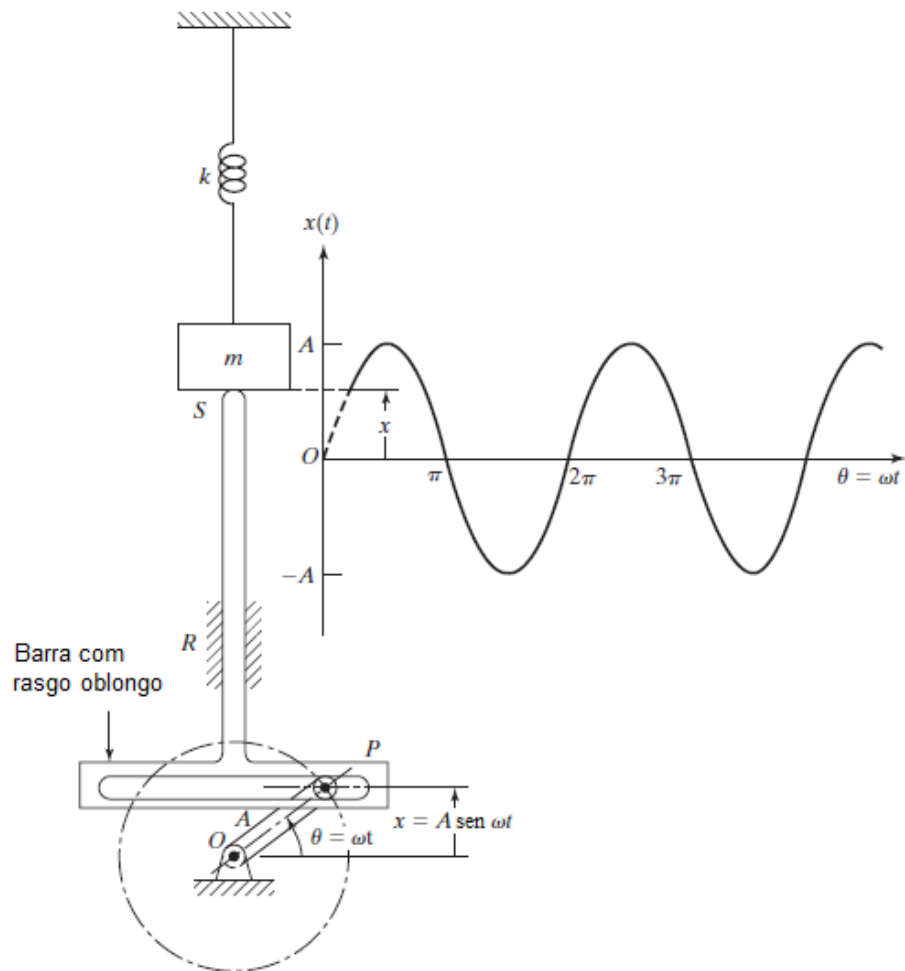


Figura 2.3 Mecanismo de Scotch Yoke (RAO, 2008).

2.2 Excitadores Hidráulicos

Serrano (2007) faz menção capacidade para manipular grandes forças com baixa inércia, pouca vibração e capacidade de trabalho por longos períodos de tempo. Nos laboratórios de metalurgia são utilizadas máquinas de fadigas hidráulicas servo-controladas para desenvolvimento de trabalhos de ensino, pesquisa e extensão. Utilizando forças dinâmicas com precisão.

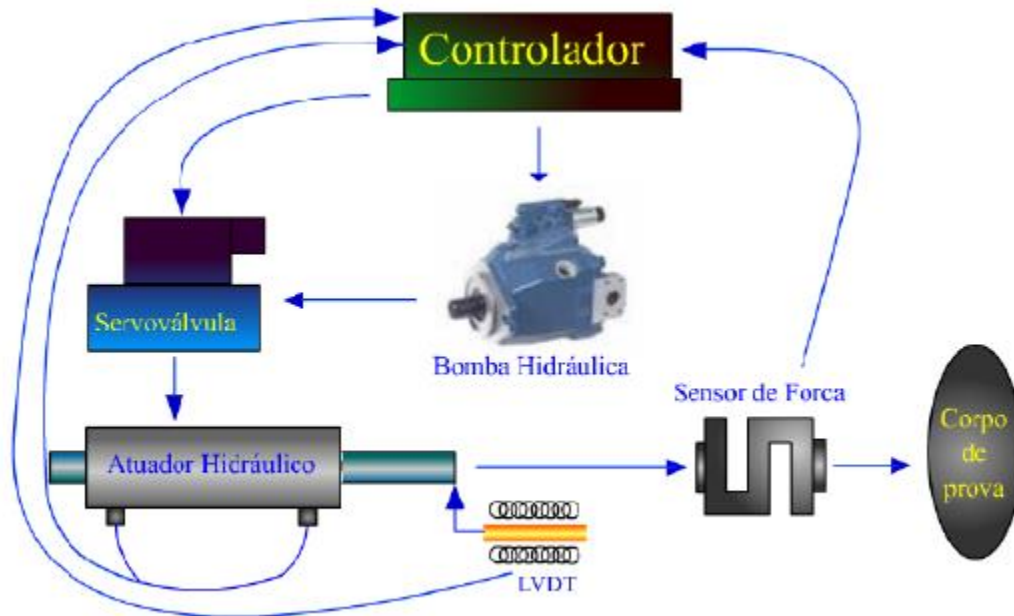


Figura 2.4 Iteração de controle com excitador hidráulico (Serrano, 2007).

2.3 Excitadores Eletromagnético

Lang e Snyder (2001) apresentam um modelo discreto deste tipo de excitador, onde o limite inferior da frequência é limitado por uma ressonância, que é a função de menor frequência (Figura 2.5). Logo a frequência limite do excitador eletromagnético é sua primeira frequência de ressonância. Em frequência muito baixa (geralmente abaixo da faixa de operação), os suportes de isolamento compatíveis permitem que todo o agitador se comporte como um corpo rígido com quase nenhum movimento relativo entre os componentes. Esta forma de deformação é denominada modo de isolamento.

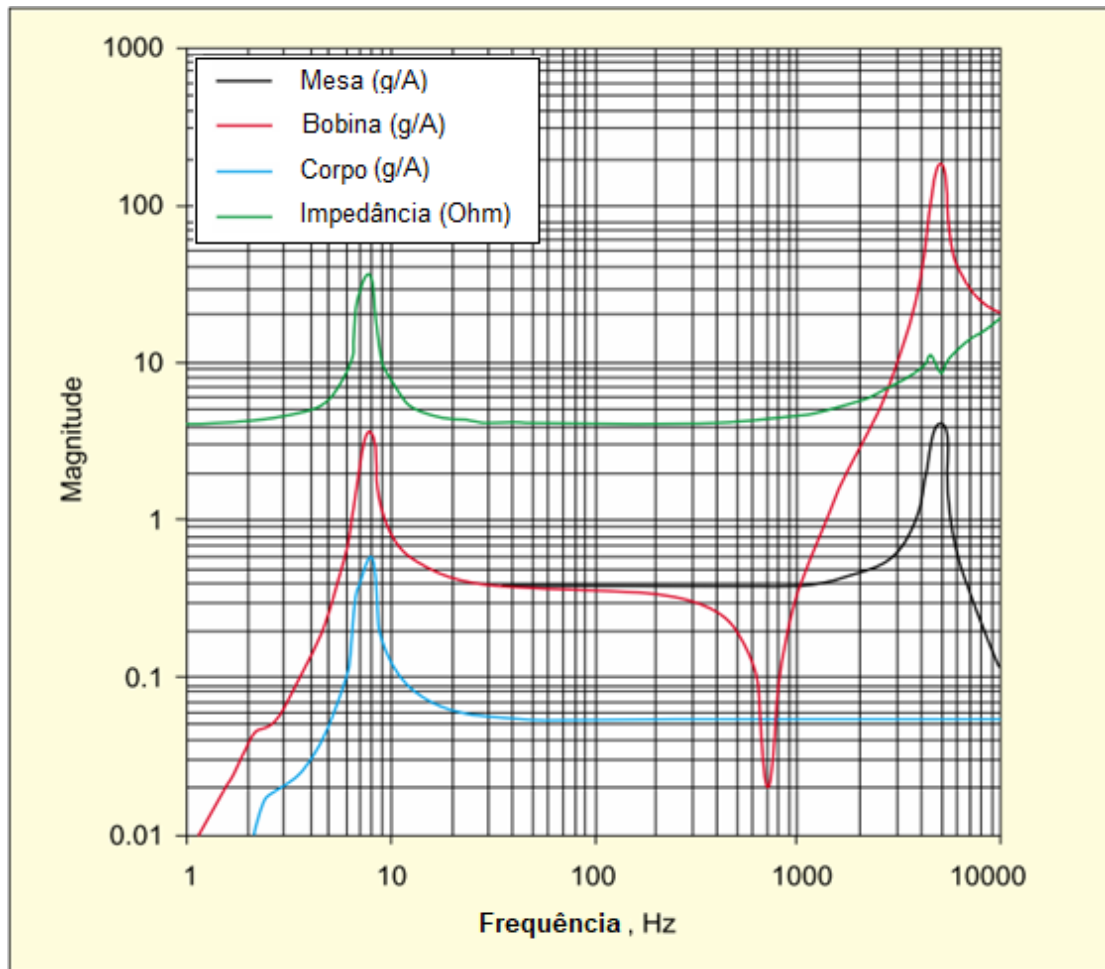


Figura 2.5 Função de transferência relativa à voltagem de excitação (impedância, em ohms), movimento da armadura (linha verde), mesa (linha negra) e corpo (linha azul) devido a uma corrente função da frequência (Lang & Snyder, 2001).

2.4 Excitadores Eletrodinâmicos

Os excitadores eletrodinâmicos são um dos principais mecanismos de excitação (Oliveira, 2003). De forma controlada, simulam diversas formas de ondas (senoidal, randômica e choque mecânico), proporcionando uma gama de ensaios importantes: (a) frequências de ressonância, (b) resistência à fadiga e (c) durabilidade do produto. O uso desses excitadores é muito comum graças à relação de custo-benefício, por sua capacidade de cargas de até 30 kN para frequências de 5 Hz a 20 kHz, e deslocamento de até 25 mm (Quesadac, 2019; N. S. (UFPA) Soeiro, 2001; S. N. Soeiro, 2008).

2.5 Mesa Vibratória

No estudo das vibrações, realizam-se diversas comparações entre os resultados teóricos simulados com o comportamento testado experimentalmente, verificando-se assim o comportamento dinâmico das estruturas. Hirata et al. (2014) fizeram menção à utilização das mesas vibratórias em pequena escala, as quais apresentam uma gama de aplicações, sendo a mais comum realizar provas de vibrações para máquinas industriais. Os autores também fizeram uma revisão da aplicação das mesas em estudos experimentais de vibrações sísmicas em estruturas de escala reduzida, concluindo que as capacidades das mesas vibratórias utilizadas devem reproduzir fielmente os sinais do efeito a se investigar para justificar sua importância nesta área de investigação.

W. Liu et al., (2016b) afirmam que os ensaios com mesa vibratória são uma escolha confiável e cada vez mais implementada para estudar as respostas dinâmicas de diferentes tipos de estruturas. Na década de 2010, a mesa vibratória tornou-se uma ferramenta poderosa para pesquisadores e designers que examinam o desempenho dinâmico de sistemas de isolamento de edifícios altos, estruturas irregulares e algumas construções cruciais. Pode-se citar, por exemplo os estudos realizados por J. Lindt et al. (2010) e (2011) sobre a maior mesa vibratória do mundo, que se encontra em Miki, Japan. Schoettler et al., (2012) realizaram o primeiro ensaio de mesa vibratória em escala real de uma coluna de ponte projetada para as disposições de projeto sísmico dos EUA sendo testada em condições dinâmicas. Lignos et al., (2013) provaram o colapso da mesa vibratória em grande escala. A Universidade de Nápoles – Itália desenvolveu o projeto de acrônimo *ELLISSA* (Fiorino et al., 2017) enquanto Blomgren et al., (2019) validam o desempenho sísmico de um novo sistema de parede lateral de cisalhamento oscilante de madeira laminada cruzada, na instalação de mesa vibratória externa, em escala real do fabricante NHERI da Universidade de Califórnia San Diego.

2.5.1 Mesas Vibratórias Comerciais

Â. Huang, (2018) fez um estudo detalhado da *Measure Test Simulate* (MTS), uma das empresas que lidera em nível mundial a fabricação de equipamentos de ensaios de estruturas, e que tem disponível uma variedade de simuladores sísmicos para modelos em pequena escala, sendo acessível para a comparação dos modelos em escala real. A Figura 2.6 mostra a aplicação de um simulador sísmico da empresa MTS.

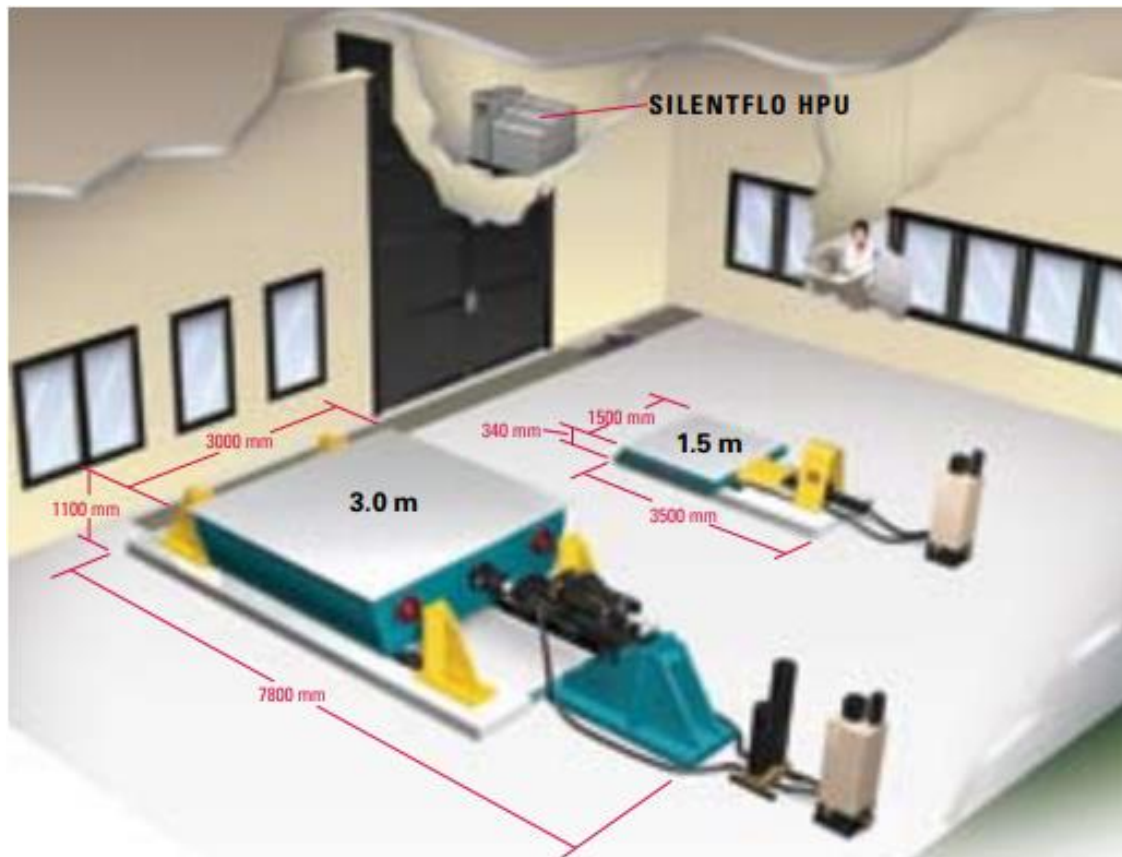


Figura 2.6 Simulação sísmico MTS 1,5 m e 3,0 m (Â. Huang, 2018).

Os equipamentos apresentam facilidade na montagem, tornando-se mais acessíveis e sem grande complexidade na instalação. Um outro fabricante, o *Electro-hydraulic Shaking Table* (EHST), da universidade de Xuzhu, na China, comercializa o simulador de vibrações de 6 graus de liberdade (GdL), que apresenta grande complexidade por suas múltiplas combinações para cada eixo, na mesma configuração (Figura 2.7).

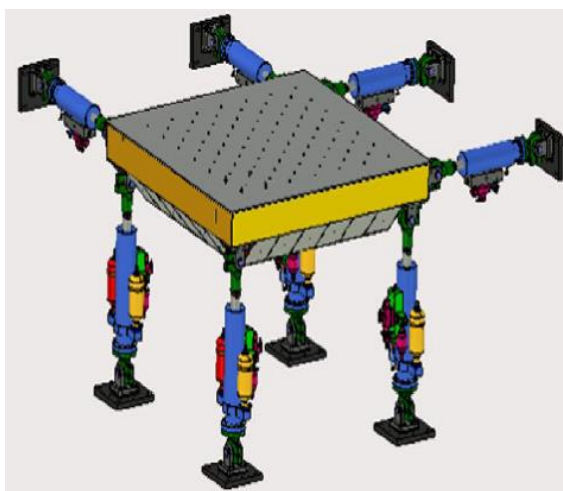


Figura 2.7 Simulador de vibrações EHST (Â. Huang, 2018).

Quanser® é outra empresa líder mundial em educação e investigação para o desenho e implementação de controle em tempo real, especializando-se em equipamento de laboratórios de sistemas de controle da engenharia. Entre as mesas vibratórias *Quanser®*, está a *Quanser Shake Table II* (Figura 2.8), um simulador de movimento de arquitetura aberta que permite gerar perfis de movimento senoidal, assim como um perfil espectral de excitação sísmico. A plataforma *Quanser Shake Table II* utiliza um mecanismo do tipo parafuso “sem fim” e o uso de um motor de passo para acionar e produzir os movimentos na plataforma. Com a utilização de mais de uma mesa, podem-se realizar experimentos de vibração bidirecionais.

Em relação aos propósitos experimentais educacionais, a mesa unidirecional da *Quanser®* apresenta características adequadas (Hirata et al., 2014).

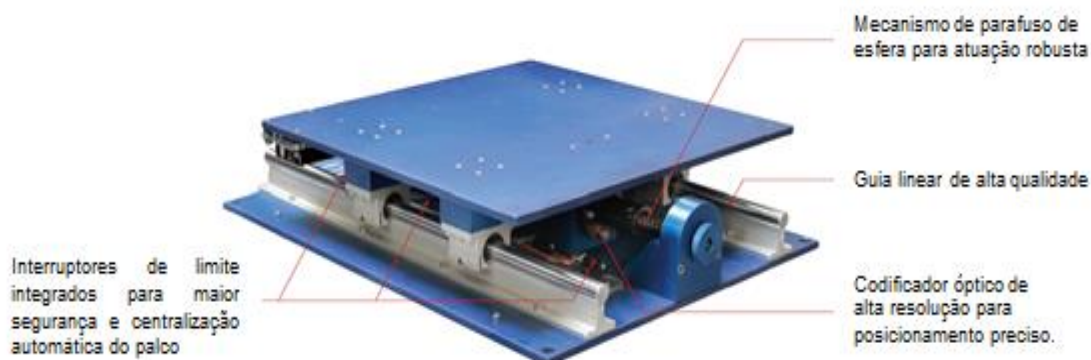


Figura 2.8 Mesa de vibração portátil *Quanser Shake Table II* (Quanser, n.d.).

Rambla, (2017) construiu e estudou o comportamento dinâmico utilizando esta mesa. Para um movimento harmônico simples, a mesa está limitada a um intervalo de frequência de 0,0 a 5,0 Hz. As especificações técnicas são mostradas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 Especificações do fabricante Quanser Shake Table II (Quanser, n.d.).

Especificações	Valor
Dimensão (L x W x H)	61 x 46 x 13 cm
Massa total	27.2 kg
Área de carga útil (L x W)	46 x 46 cm
Curso máximo	± 7.62 cm
Carga útil máxima de 2,5g ¹	7.5 kg
Aceleração máxima com carga útil de 7,5kg ¹	2.5 g
Velocidade máxima com carga útil de 7,5kg ¹	0.665 m/s
Largura de banda operacional ¹	10 Hz
Resolução do codificador de parafuso de avanço (quadratura)	8192 counts/rev.
Resolução eficaz de posição de estágio	1.22 µm

¹ Estabelecer contato com a Quanser para especificações completas de largura de banda operacional
L=Length, H=Height, W=Width.

Quanser® XY Shake Table III (Figura 2.9) é uma mesa vibratória eletrodinâmica que apresenta características de capacidade inferiores às características anteriormente citadas. A *XY Shake Table III*, de escala reduzida com propósitos didáticos, é utilizada predominantemente em pesquisas relacionadas à redução de perdas sísmicas. Apresenta eixos duplos, não requerendo tanto rigor nos tipos de movimentos a serem realizados pelo sistema (Â. Huang, 2018).



Figura 2.9 Mesa de vibração Quanser XY Shake Table III. Fonte: (Â. Huang, 2018).

A mesa vibratória fabricada pela *H2W Technologies* (Hirata et al., 2014) é utilizada principalmente para posicionamento de cargas pesadas que requeiram alta velocidade e aceleração (Figura 2.10). A confiabilidade dos experimentos para estudar os efeitos de vibrações sob estrutura depende da capacidade da mesa, sob a qual se monta estrutura para reproduzir fielmente os sinais que se pretendem investigar. Neste sentido, o desenho dos algoritmos do controle é uma etapa importante nesta área de investigação.

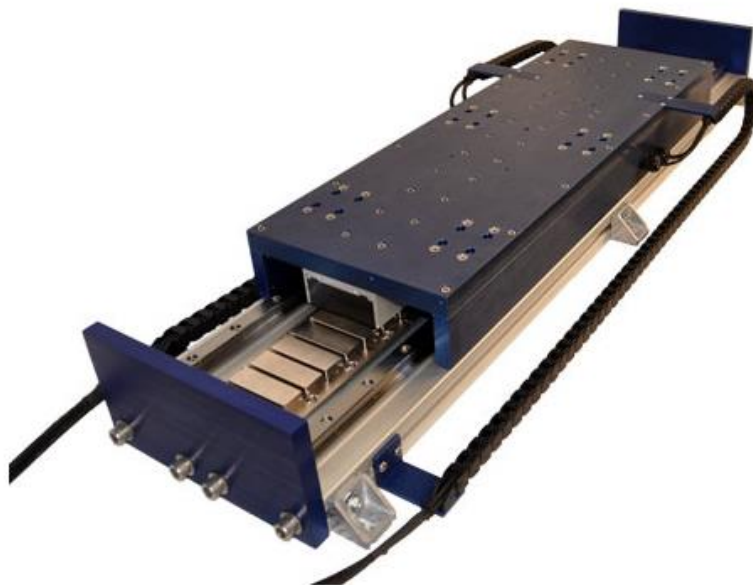


Figura 2.10 Mesa de vibrações *H2W Technologies* (Hirata et al., 2014).

2.5.2 Mesas Vibratórias de Construção Manual

Os custos e a complexidade para adaptar os sistemas de vibração para a análise experimental, em muitos casos, levam os laboratórios a construir as mesas vibratórias, tendo amplas e variadas abordagens.

Hermanrud (2017) modelou uma bancada de teste fácil de mover, montar e alterar, quando for necessário, para a bancada *Teeness AS*, utilizando um atuador com uma pilha piezoelétrica e um microcontrolador Arduino entre outros materiais (Figura 2.11). Ele conseguiu amplificar o deslocamento da massa principal para o acionamento dos atuadores e mudar a fase para reduzir as vibrações da massa principal, controlando e reduzindo os períodos de 0,1 e posterior 0,01 T; e obtendo uma redução das vibrações entre as pausas de fase de 0,32 e 0,66, observando-se que todas as outras pausas incrementaram as vibrações no sistema.

Hermanrud (2017) não obteve boa precisão da frequência ao concluir sobre as diferenças entre a bancada e o modelo numérico.



Figura 2.11 Bancada de teste de *Teeness AS*. Fonte: (Hermanrud, 2017).

Peña, (2017) construiu uma mesa vibratória unidirecional com uma chapa de madeira, com buchas de esferas e dois eixos lineares retificados de aço de 16 mm de diâmetro, responsáveis pelo deslocamento do sistema. O movimento de oscilação da mesa é gerado por um sistema de biela–manivela, com um motor trifásico de corrente contínua, com capacidade de 2.0 CV, funcionando a frequências de 2,0 Hz a 4,0 Hz, com intervalos de 0,5 Hz (Figura 2.12).

Peña, (2017) fez medições da aceleração em eixos horizontal e vertical (X e Y) e constatou que a frequência de excitação na mesa é metade da colocada no motor.

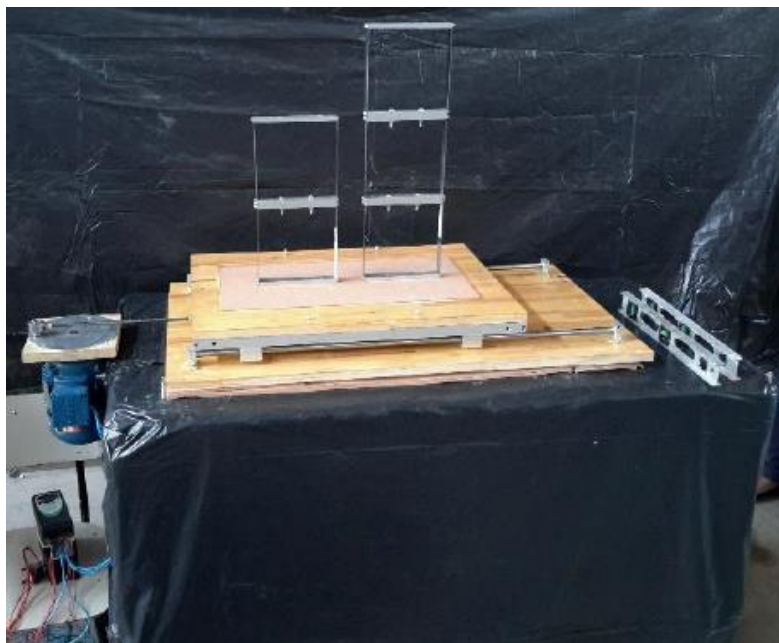


Figura 2.12 Mesa vibratória do Laboratório de Estruturas da Universidade de Brasília – UnB. Fonte: (Peña, 2017).

Reyes (2017) construiu um simulador de ondas sísmicas para estruturas de pequeno porte na Universidade de Valladolid, na Espanha (Figura 2.13). Combina-se o uso de motor de passo com comandos controladores na plataforma Arduino, estabelecem-se os limites, caracterizando-os e fazendo-se as especificações técnicas para sua utilização.

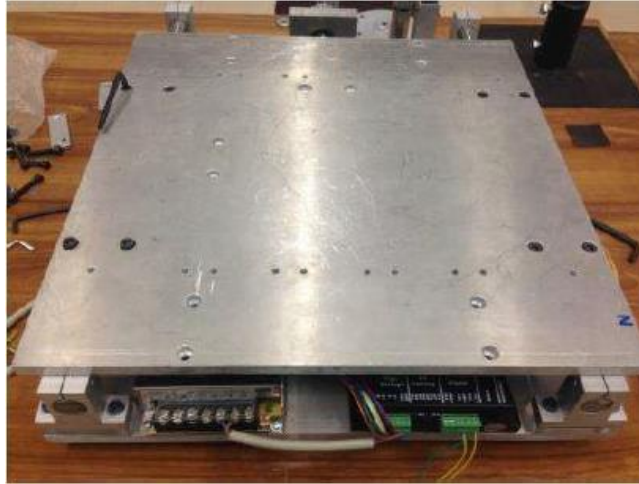
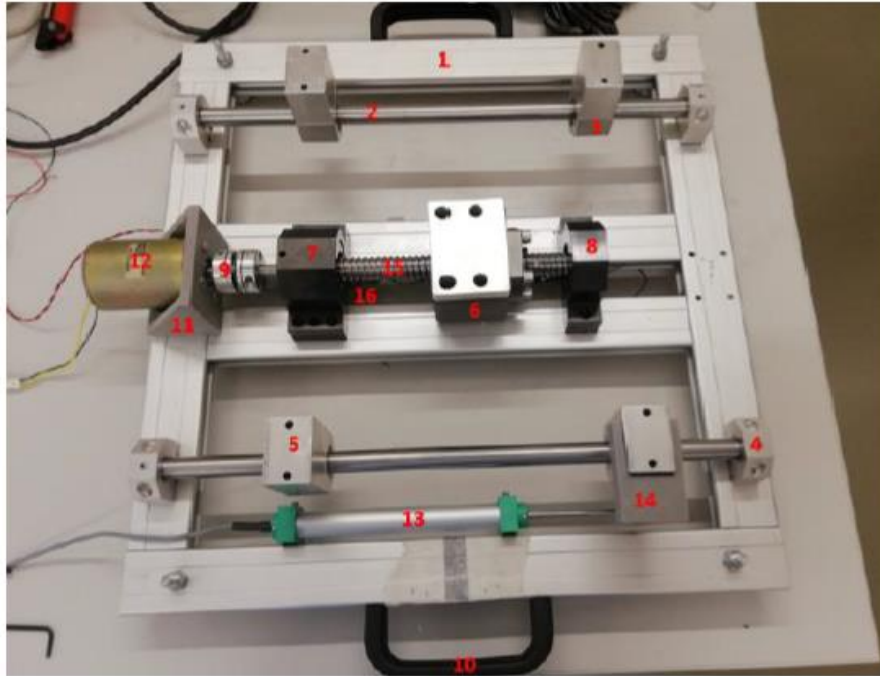


Figura 2.13 Simulador Universidade Valladolid. Fonte: (Reyes, 2017).

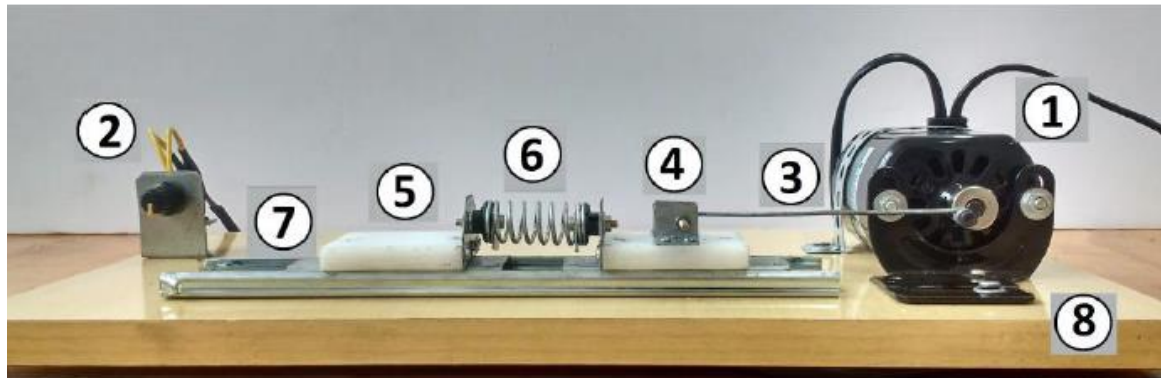
Â. Huang, (2018) avaliou experimentalmente uma plataforma sísmica uniaxial em escala reduzida com instrumentação que permitisse ser leve e transportável, utilizando elementos estruturais, placas de aquisição de dados, acelerômetro, fuso de esferas, motor DC e driver (Figura 2.14). O autor, no planejamento inicial, havia previsto trabalhar com um motor de passo, que logo teve que substituir devido ao fato de que este apresentava velocidade máxima 11 (onze) vezes inferior à velocidade requerida pelas especificações. Huang definiu o sistema para um intervalo de frequências de $1Hz - 5Hz$ e uma amplitude de $4mm - 10mm$.



1 Perfil Bosch	6 Carruagem	12 Motor elétrico DC
2 Fuso de Eixos	7/8 Apoio Simples/Duplo	13 Transdutor Potenciométrico
3 Guia do rolamento	9 Acoplador Elástico	14 Acoplamento da Haste TP
4 Suporte de Apoio	10 Alças	15 Fuso de Rosca
5 Nivelador de Alumínio	11 Soporte do Motor	16 Sensores

Figura 2.14 Simulador uniaxial: estrutura e componentes (Â. Huang, 2018).

Ri & Moraes, (2019) desenvolveram um sistema de aquisição de dados de baixo custo e construíram um excitador eletromecânico com um motor de corrente contínua acoplado a um sistema biela-manivela de um grau de liberdade, utilizando Arduino (Figura 2.15), e sendo a excitação do dispositivo experimental entre $6,5 \text{ Hz}$ e 9 Hz . Concluiu-se que os dados experimentais convergiram para os resultados numéricos (Ri & Moraes, 2019), a despeito da existência de um nível de ruído alto. Isto pode ser causado pelas folgas que causam deslocamento descontínuo durante as oscilações do sistema. Por outro lado, a utilização de apenas um acelerômetro apresenta divergências entre a frequência do carro motor e do carro da mesa.



1 Motor Elétrico	4 Carro Motor	7 Guia Linear Deslizante
2 Potenciômetro	5 Carro Movido	8 Base de Fixação do Dispositivo Experimental
3 Biela	6 Mola	

Figura 2.15 Mesa vibratória. Fonte: (Ri & Moraes., 2019).

2.6 Implementação de Microcontrolador

Os microcontroladores conhecidos como circuitos integrados, que executam ordens gravadas na memória, tratam-se de uma ferramenta disponível desde o início dos anos 70, quando a empresa japonesa *Busicom* solicitou à empresa multinacional de tecnologia, *Intel*, o desenho de um circuito integrado para uma nova linha de calculadoras programáveis diferentes. Desde então, são muitos os microcontroladores desenvolvidos.

Segundo Kushner, (2011) no Instituto de Design de Interação de Ivrea (IDII), na Itália, David Cuartielles, Gianluca Martino, Tom Igoe, David Mellis, e Massimo Banzi desenharam uma placa microcontrolada de baixo custo, ligada a um computador por meio de porta USB e de programação de códigos abertos compatíveis com vários sistemas operativos. Tornaram-se os microcontroladores mais populares na área de eletrônica, mecatrônica e controle especificamente.

No mercado existem outras marcas, mas nos últimos anos, o uso dos microcontroladores Arduino para mesas vibratórias vem aumentando graças a sua conveniência e versatilidade no deslocamento, não só do eixo, mas permitindo codificar várias frequências de excitação sísmica por meio do processo escalar para simulação, levando-se em consideração os elementos estruturais.

Ao revisar os estudos de controle com implementação dos microcontroladores, identificou-se que são usados como componente elétrico para adição e controle da energia eletromecânica no sistema. Hermanrud, (2017), Ri & Moraes., (2019) e Â. Huang, (2018) acionam e controlam as mesas vibratórias que construíram com estes dispositivos. Por sua vez, Â. Huang, (2018) precisou utilizar outros recursos (Microsoft Office Excel) para a geração das informações da onda a fim de serem armazenadas no Arduino para guardar as informações da onda.

Damcı & Şekerci Ç., (2019) comparam quatro mesas de agitação de laboratórios de pequena escala e uso do Arduino. Os autores desenvolveram uma mesa de agitação denominada *SARSAR* (Figura 2.16), simulando movimentos sísmicos e analisando os componentes horizontais do registro. Além disso, Damcı & Şekerci Ç., (2019) interpretaram os resultados encontrados como satisfatórios, ainda que tenham identificado dificuldades dos espaços programáticos do Arduino.

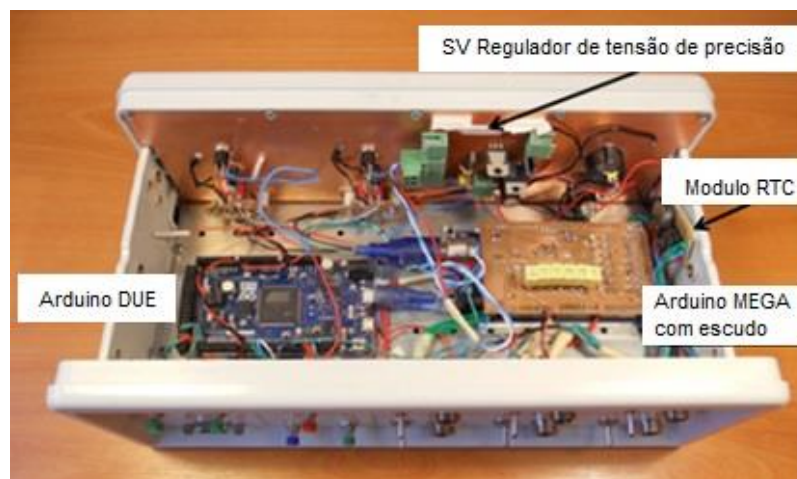


Figura 2.16 Interior do controle e unidade DAQ. Fonte: (Damcı & Şekerci Ç., 2019).

Tang et al., (2016) utilizaram a placa de microcontroladores com o objetivo de controlar em tempo real por meio do algoritmo de controle inverso de avanço com aprimoramento adaptativo para melhorar a precisão da replicação da forma de onda no tempo das mesas de agitação eletro-hidráulica (Electro-hydraulic Shaking Table - EHSTs) (Figura 2.17). Os resultados obtidos demonstraram um melhor rastreamento de desempenho em comparação com outros controladores convencionais.



Figura 2.17 Esquema de controle da arquitetura do sistema de hardware. Fonte: (Tang et al., 2016).

Ruiz, (2019) realiza estudo para controle de motores, combinando microcontroladores Arduino, Matlab/Simulink e servomotores. O autor faz menção à possibilidade de controlar simultaneamente seis servomotores devido às seis saídas da modulação de largura de pulso (PWM) e seis entradas analógicas da placa Arduino, verificando a precisão no controle.

2.6.1 Estudos de Caso Experimentais – Pêndulo Simples

O pêndulo é um instrumento utilizado desde o início da era moderna. Galileu Galilei foi o primeiro a estudar sistematicamente o movimento pendular. O pêndulo, dentre outros mecanismos, é comumente analisado sob circunstâncias de oscilações paramétricas, as quais são caracterizadas por sistemas oscilantes cujas equações diferenciais que os representam possuem parâmetros que variam no tempo (Avanço, 2015).

Os estudos experimentais com elementos de pêndulo são frequentemente utilizados na literatura científica para identificação de propriedades de amortecimento, bem como sempre estão presentes nas disciplinas das físicas elementares em laboratório, ministradas em cursos de ciências, engenharias e tecnologia (Arnold et al., 2011).

Arnold et al., (2011) oferecem uma visão mais realística do comportamento do pêndulo simples oscilando com baixas velocidades por meio de um dispositivo experimental com sensor ultrassônico (Figura 2.18).

O experimento identificou o amortecimento das oscilações e logo realizou-se o ajuste do modelo matemático. Os resultados apresentaram compatibilidade com a interpretação física.

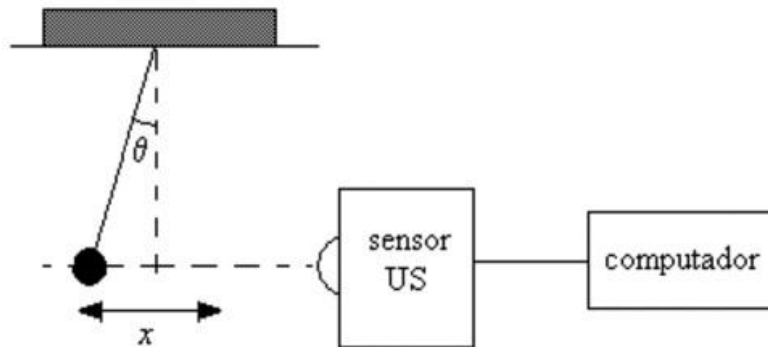


Figura 2.18 Disposição experimental do sistema. Fonte: (Arnold et al., 2011).

Galileu Galilei observou em seus estudos a resposta da ressonância entre dois corpos que se encontram em contato, os quais experimentam transferência de energia e sintonia em uma mesma frequência natural (S. N. Soeiro, 2008).

Da et al., (2013) desenvolveram um estudo para validar a oscilação e a velocidade do pêndulo simples por meio de uma bancada experimental (Figura 2.19) comparada ao modelo matemático dinâmico. Os resultados obtidos do estudo foram semelhantes para as duas metodologias aplicadas, tanto para a simulação como para o estudo experimental, permitindo-lhes analisar o comportamento do sistema e validar os dados experimentalmente.



Figura 2.19 Bancada experimental. Fonte: (Da et al., 2013).

Resende, (2018) realizou um estudo numérico experimental com uma bancada de modelo reduzido com $1GdL$ e um amortecedor de massa sintonizado, do tipo pêndulo invertido (AMS-PI), fazendo assim um sistema de $2GdL$ (Figura 2.20). Realizou-se a análise em vibração livre e forçada, e compararam-se os resultados numéricos e experimentais, encontrando-se compatibilidade e estabilidade: todos os sinais experimentais tiveram comportamentos coerentes com as simulações numéricas.

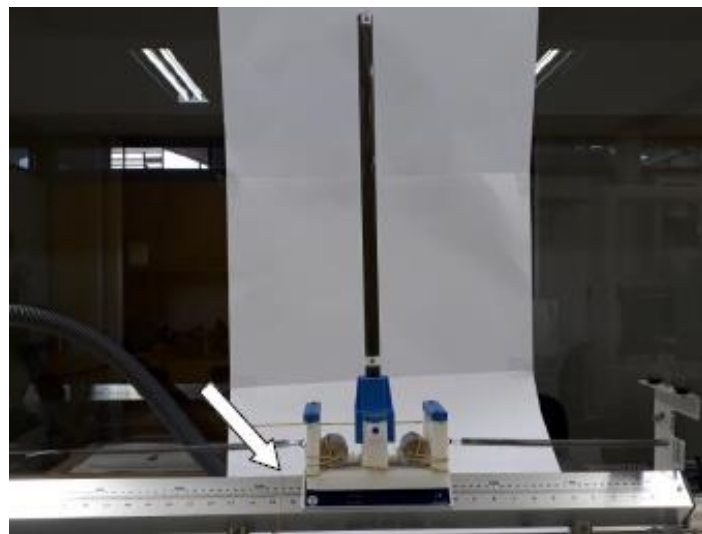


Figura 2.20 Bancada montada para experimentação do sistema com $2GdL$ e MAS-PI. Fonte: (Resende et al., 2018, 2020).

3 MESA VIBRATÓRIA

A mesa vibratória denominada *GEDUSE* (Excitador **U**niaxial **E**letrodinâmico (do) **G**rupos de **D**inâmica de **S**istemas) é um excitador eletromecânico com a capacidade de realizar movimento de amplitude e frequências controladas por uma placa microcontroladora do tipo Arduino.

Este capítulo é dividido na descrição dos equipamentos utilizados na mesa vibratória, na cadeia de instrumentação (sensores e softwares de aquisição), e nas técnicas de análise de sinais utilizadas nos domínios do tempo e da frequência.

O estudo é desenvolvido em baixas frequências, entre 0.3 Hz e 2.1 Hz , para amplitude de deslocamento da Plataforma Deslizante (PD), entre $2,76\text{ mm}$ deslocamento mínimo até 220 mm deslocamento máximo da PD da mesa vibratória *GEDUSE*.

Através da utilização adequada dos materiais, equipamentos e software, é possível gerar e analisar a excitação eletrodinâmica especificada anteriormente para mesa vibratória *GEDUSE*. Classificam-se os materiais e equipamentos em duas categorias, de acordo com sua função: de movimento do sistema mecânico e de aquisição de dados.

A inversão para fabricação da mesa vibratória *GEDUSE* esta na faixa dos mil reais ($2.000\text{ R\$}$), dividido na parte mecânica (Plataforma Deslizante) mil e duzentos reais ($1.200\text{ R\$}$) e os elementos eletrodinâmicos, o motor de passo incluso oitocentos reais ($800\text{ R\$}$).

3.1 Descrição dos equipamentos da Mesa Vibratória

Para o desenvolvimento do sistema eletrodinâmico da mesa vibratória *GEDUSE*, conforme apresentado na Figura 3.1 e na Figura 3.2, utilizam-se: (a) uma Plataforma Deslizante (PD) para realizar o movimento translacional aproveitada de um posicionador desativado dos equipamentos do Grupo de Dinâmica de Sistemas (GDS), e um sistema eletromecânico composto por (b) um motor de passo como fonte da força mecânica; e (c) uma placa e drive microcontroladores para codificar o movimento do motor de passo.

Vista Frontal

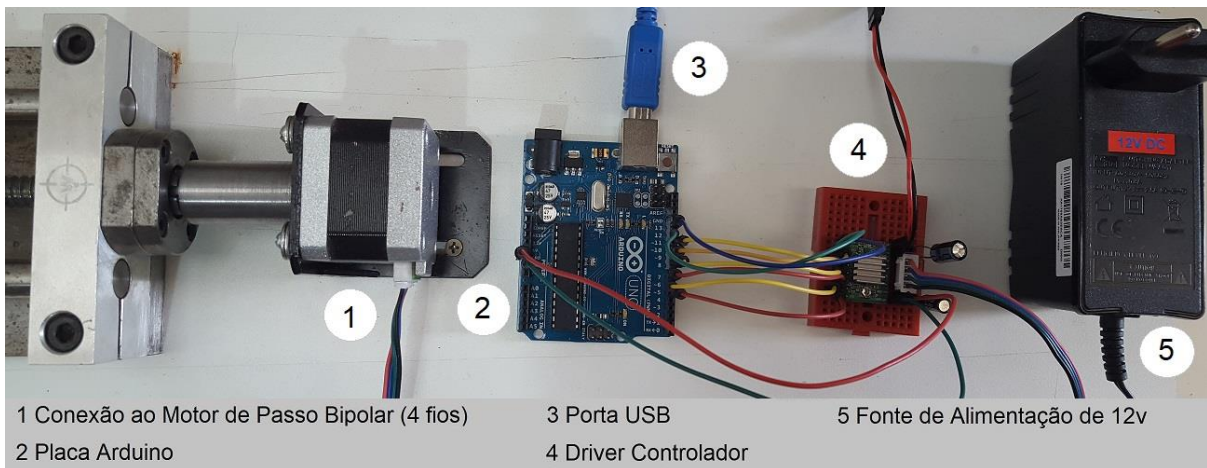


Vista Superior



- | | | | |
|-----------------|----------------------|-----------------|-------------------------|
| 1 Porta USB | 3 Driver Controlador | 5 Conector | 7 Plataforma Deslizante |
| 2 Placa Arduino | 4 Motor de Passo | 6 Fuso de Rosca | 8 Guia de Eixos |

Figura 3.1 Parte mecânica da mesa vibratória *GEDUSE*.



- | | | |
|--|----------------------|-------------------------------|
| 1 Conexão ao Motor de Passo Bipolar (4 fios) | 3 Porta USB | 5 Fonte de Alimentação de 12v |
| 2 Placa Arduino | 4 Driver Controlador | |

Figura 3.2 Parte eletrônica da mesa vibratória *GEDUSE*.

3.1.1 Plataforma Deslizante (PD)

A mesa vibratória *GEDUSE*, com dimensões $423\text{ mm} \times 48\text{ mm} \times 100\text{ mm}$, é composta pelas seguintes partes: (a) uma base quadrada de ferro com dimensões de base $100\text{ mm} \times 100\text{ mm}$ que simula um carro denominado *Plataforma Deslizante* (PD); (b) dois eixos lisos (423 mm), como guia e suporte da PD; (c) um fuso trapezoidal de 8 mm ; e (d) um acoplador de aço inoxidável $36\text{ mm} \times 19\text{ mm}$.

A adaptação para a conexão do sistema gerador da energia mecânica, o qual é capaz de movimentar PD, é apresentada esquematicamente na Figura 3.3.

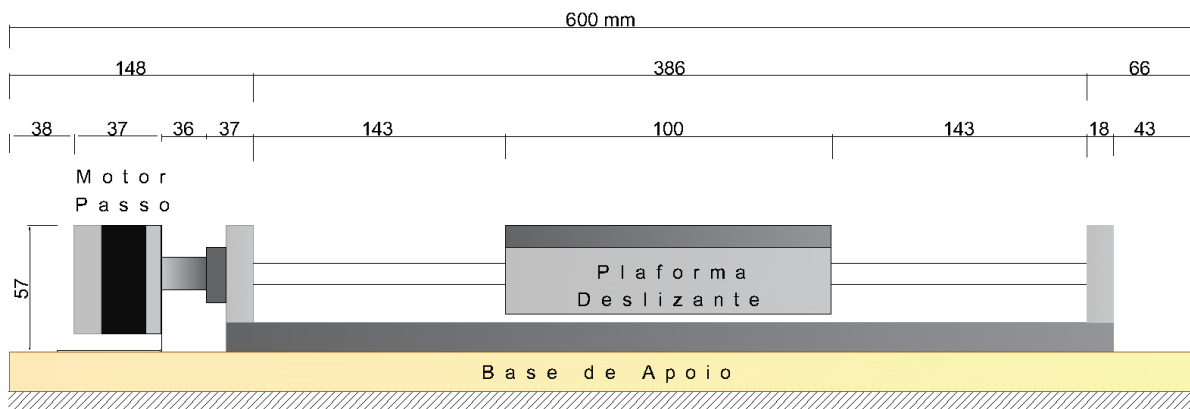


Figura 3.3 Representação esquemática das partes mecânicas da mesa vibratória *GEDUSE*.

3.1.2 Motor de Passo

É o dispositivo eletromecânico capaz de executar movimentos de deslocamentos angulares precisos, denominados passos. Essa movimentação realiza passos discretos ou fracionados por meio do uso de impulsos elétricos controlados (Pereira, 2015). Os motores de passo podem ser controlados em malha aberta devido à posição conhecida em todos os momentos (Bauer, 2018). Eles são classificados de acordo sua conexão de alimentadores (a) unipolares (Figura 3.4) e (b) bipolares (Figura 3.5). Os motores de passo unipolares apresentam um enrolamento por fase, um neutro comum e configurações com cinco, seis ou até oito conexões. Os motores de passo bipolares têm uma ligação por polo e precisam do sistema de controle para reverter o sentido da corrente.

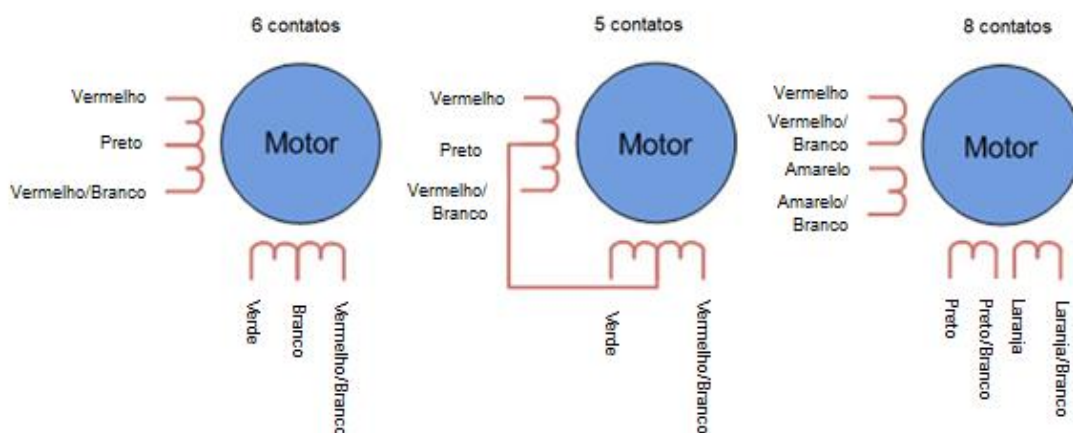


Figura 3.4 Motor unipolar. Fonte: (Brites & Santos, 2008).

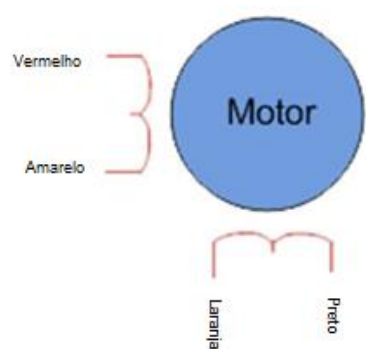


Figura 3.5 Motor bipolar. Fonte: (Brites & Santos, 2008).

Para a bancada da mesa vibratória *GEDUSE*, utilizou-se um motor de passo híbrido, motor que combina as características dos motores de ímã permanente e o de relutância variável, provendo um melhor desempenho na resolução de passo, torque e velocidade (Brites & Santos, 2008). Usou-se especificamente o motor passo a passo bipolar Nema-17 (Figura 3.6), motor de alto torque e com dimensões de $42\text{ mm} \times 34\text{ mm}$, com possibilidade de configuração para o ângulo de rotação equivalente $\phi = 1.8^\circ$.



Figura 3.6 Motor de passo Nema-17.

Para conhecer o número de passos por uma revolução completa, definem-se os passos por revolução (PPR) pela (3.1).

$$PPR = \frac{360^\circ}{\phi}, \quad (3.1)$$

onde ϕ ângulo de rotação, dessa forma, o motor de passo Nema-17 pode ser programado para fazer $PPR = 200$, ou seja, apresenta uma resolução de 200 passos para efetuar uma revolução completa. O tamanho do pulso irá influenciar diretamente no torque do motor a uma corrente nominal de 1.2A.

Os motores de passo, como todo dispositivo mecânico, apresentam uma frequência de ressonância (Silva, 2009). Quando o andamento ocorre perto desta frequência, as grandes amplitudes de vibrações podem acelerar o processo de falha por fadiga, ruído, ocorrência de vibrações indesejadas, aquecimento e perda de passos do motor, dentre outros problemas, sendo sugerido evitar essas frequências nos projetos de estruturas e máquinas.

Por tratar-se de um estudo em baixa frequência, não se considerou o aprofundamento da frequência de ressonância da bancada.

3.1.3 Drive Controlador

É um dispositivo necessário para realizar a interconexão entre o motor de passo e a placa microcontroladora pela ausência de energia desta última para poder acionar as bobinas de forma independente, o que permite o controle dos motores de passo.

Utilizou-se um drive de motor *A4988*, que está projetado para operar motores bipolares em cinco modos de etapas selecionáveis: *completo (Full)*, *medio* ($1/2$), *quarto* ($1/4$), *oitavo* ($1/8$), e *décimo sexto* ($1/16$). Quanto mais lenta for a rotação, maior será o tamanho do pulso, suavizando o movimento resultante do motor.

O drive controlador tem um regulador de tensão com um sistema inteligente, adequando-se automaticamente ao modo de decaimento; um protetor térmico que desliga, permitindo o controle da temperatura; uma proteção de contracorrentes cruzadas, que gera uma dissipação reduzida na potência; e um tradutor incorporado para facilitar sua operabilidade.

O drive *A4988* é distribuído com um dissipador de temperatura de alumínio necessário para correntes máximas de 2A por fase e contém terminais divididos e distribuídos perfeitamente em duas seções: (a) à esquerda, os pinos de controle; e (b) à direita, os pinos de alimentação e conexão do motor (Figura 3.7).

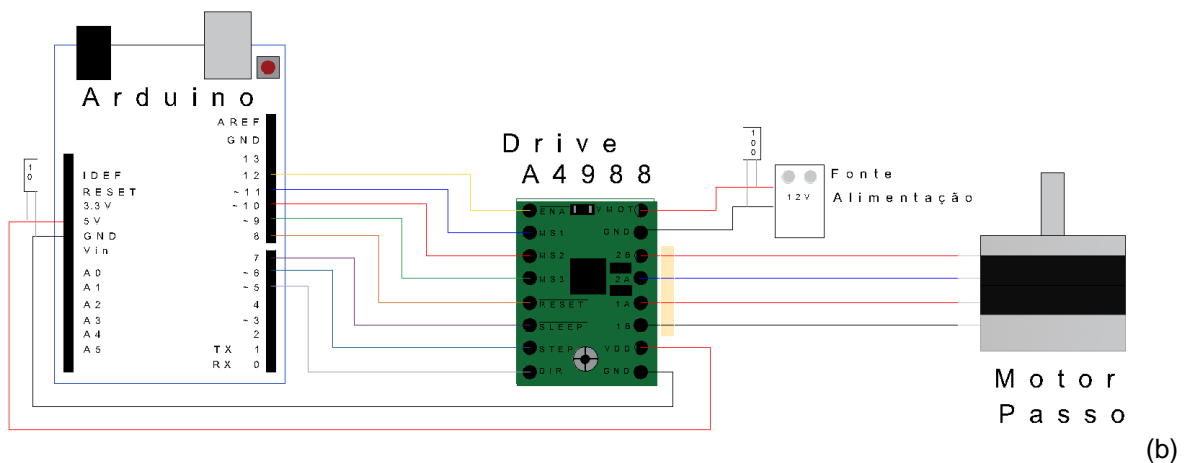
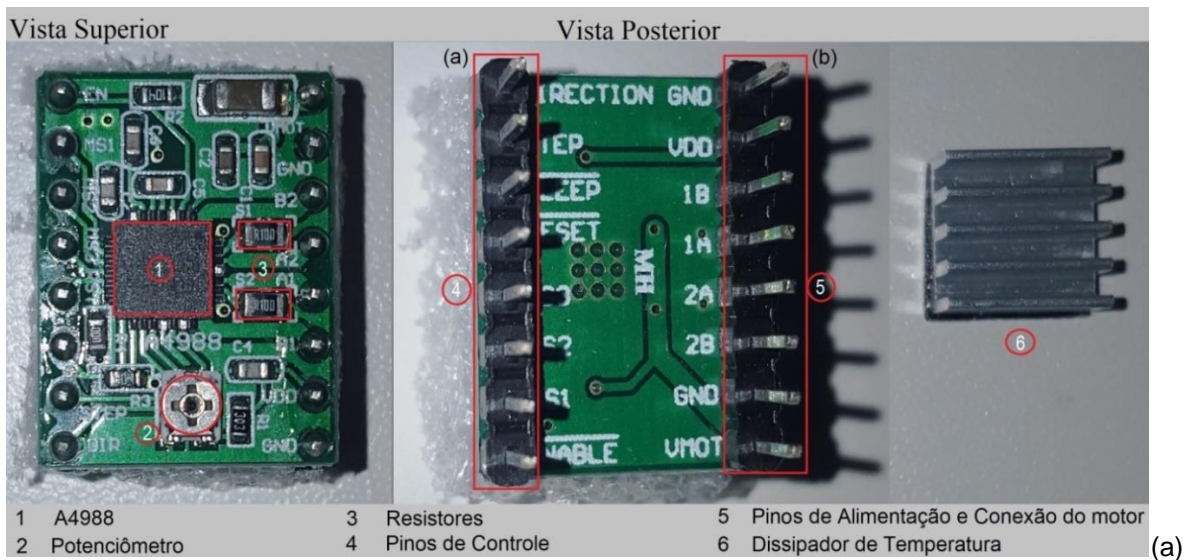


Figura 3.7 Drive controlador A4988: (a) vista da placa, (b) detalhe da conexão elétrica.

3.1.4 Pinos de alimentação e conexão do motor

O funcionamento da placa controladora requer uma conexão com a alimentação do microcontrolador ($3,3\text{ V} - 5\text{ V}$) nos pinos de tensão operacional interna do dispositivo (VDD) e terra (GND), e outra com a fonte de energia externa atribuída ao motor ($8\text{ V} - 35\text{ V}$) nos terminais VMOT e GND.

Neste trabalho, o drive está sendo alimentado através da placa microcontroladora com 5 V e o motor de passo, com uma fonte independente de 12 V e uma corrente de 2 A por fase.

Entre as entradas de alimentação, é necessário adicionar dois capacitores eletrolíticos para filtrar possíveis ruídos na alimentação: um, de $100 \mu F$, na entrada da fonte de $12 V$ do motor; e o outro, de $10 \mu F$, na entrada do microcontrolador.

A placa controladora tem um potenciômetro para limitar a tensão do sistema, aplicando o valor de corrente que passa por uma única bobina do motor, que é regulado pela seguinte eq. (3.2).

$$V_{REF} = I_{MAX} (8 R_s), \quad (3.2)$$

onde V_{REF} define a tensão de referência do driver; I_{MAX} , a corrente máxima do motor, e R_s a resistência do resistor de detecção (R_{s1} e R_{s2}). Os resistores de detecção de corrente possuem um valor de $100 m\Omega$, sendo o valor do resistor de detecção $R_s = 100 m\Omega$ para cada bobina. Seja a corrente máxima do motor de passo Nema-17 $I_{MAX} = 1.33A$, ao aplicar a eq.(3.2), temos a tensão de referência de $V_{REF} = 1.064V$.

Uma das principais qualidades desse dispositivo é poder definir manualmente a corrente máxima de saída, permitindo a aplicação de tensões para cada valor nominal do motor de passo, melhorando dessa forma o rendimento dos micropassos e reduzindo a distorção da forma de onda da corrente do FEM do motor.

O drive permite reduzir o tamanho do pulso, dividindo os ciclos completos em etapas menores, suavizando dessa maneira a movimentação do motor. Quanto menor o passo, maior é a precisão. O ângulo de 1.8° , por exemplo, pode ser subdividido em 256 vezes, obtendo-se 51200 micropassos de até $0.007^\circ (= 1.8 \div 256)$. Esse tipo de aplicação auxilia principalmente em baixas velocidades, o que resulta na redução no torque do motor, correspondendo a até 30% em *Full-Step*.

3.1.5 Pinos de Controle

Os pinos de controle estão integrados pelo pino STEP, que corresponde ao avanço do passo; e pelo pino DIR, que controla o sentido de rotação. Se for necessário acionar a rotação em um único sentido, basta conectar o STEP diretamente ao pino GND ou ao pino VCC.

Os terminais RESET, ENABLE e SLEEP são utilizados para controlar os estados de energia aplicados no circuito integrado da placa. O pino ENABLE é

utilizado para ativar os drivers do motor e está conectado a um resistor de *pull-down*, que não permite erro e no momento de repouso do circuito, apresenta queda de tensão da resistência próxima a 0V (LOW). O pino, então, permanece sempre ativo mesmo sem qualquer conexão; a única forma de desabilitá-lo é atribuindo um nível lógico HIGH.

O pino RESET reinicia o circuito integrado, desativando os drivers de saída enquanto o pino SLEEP possui a função de criar um “descanso” para a placa, desabilitando algumas funções internas com o intuito de economizar energia.

Os terminais MS1, MS2 e MS3 possuem resistores de *pull-down* com o valor de 50 K Ω para MS2, e 100 K Ω aos demais. Para se controlar o motor em *Full-Step*, basta manter estes pinos desconectados, sendo necessário somente conectar os pinos STEP e DIR, e fazer uma ponte entre RESET E SLEEP para dar continuidade às suas funções.

De acordo com as especificações do fabricante *Allegro MicroSystems*, o *drive A4988* é projetado para operar motores de passo bipolares em cinco modos: *Full*, $\frac{1}{2}$ (*Half*), $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{8}$ e $\frac{1}{16}$. Para acessar os presentes modos de operação é necessário aplicar níveis lógicos HIGH aos terminais *MS1*, *MS2* e *MS3* da placa *A4988* (Tabela 3.1).

Tabela 3.1 Resolução dos micropassos do Drive A4988.

MS1	MS2	MS3	Resolução Micro passos	Modo de Excitação
L	L	L	Full passo	2 Fase
H	L	L	Half $\frac{1}{2}$ passo	1-2 Fase
L	H	L	$\frac{1}{4}$ passo	W 1-2 Fase
H	H	L	$\frac{1}{8}$ passo	2 W 1-2 Fase
H	H	H	$\frac{1}{16}$ passo	4 W 1-2 Fase

L=Low, H=Hall. (*Allegro MicroSystems*, n.d.).

3.1.6 Arduino Uno

Arduino Uno¹, Figura 3.8, é uma placa microcontrolada, baseada no microcontrolador ATmega328P, desenvolvido pela empresa Arduino.cc². Arduino é largamente utilizado por engenheiros e designers por sua simplicidade e baixo custo. Em linguagem C/C++, a placa Arduino Uno é programada por intermédio do Arduino IDE³ (S. Monk, 2016) em um computador pessoal, e enviada à placa microcontrolada através de uma porta USB. A programação é armazenada na memória flash 32 *kB* da placa Arduino Uno. A alimentação é realizada pela própria porta USB ou por um plug de alimentação de corrente contínua (DC) para tensões entre 7 V – 12 V DC.

O Arduino possui um botão vermelho para o RESET da placa, apagando a programação na memória flash. A atualização da programação é realizada pelo Arduino IDE por meio do botão CARREGAR/UPLOAD. A placa Arduino Uno possui um LED indicando a energização da placa, quatorze pinos I/O (entrada e saída) digitais, e seis pinos de entrada analógicos. Os pinos digitais de 0 a 13 permitem entrada e saída digital, sendo seis terminais adaptados para a saída PWM (Mendes, 2013, 2015). Os pinos analógicos A0 a A5 efetuam a medição de tensão no pino.

O Arduino usa um regulador de tensão para fornecer uma tensão de operação de 5V.

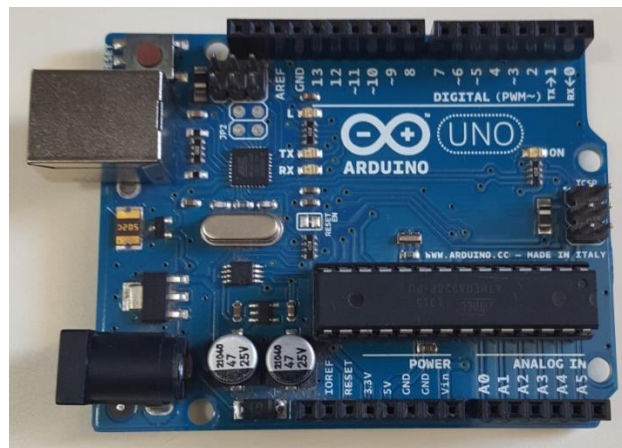


Figura 3.8 Vista da placa Arduino Uno.

¹ <https://docs.arduino.cc/hardware/uno-rev3>

² <https://www.arduino.cc/>

³ <https://www.arduino.cc/en/software>

Basicamente, a programação da placa Arduino Uno estabelece a configuração e definição dos pinos por meio de duas funções. A função `void setup()` define instruções únicas para cada execução, determinando os terminais e as constantes utilizadas. A função `void loop()` executa as tarefas e funções programadas de forma contínua em laço infinito.

O código desenvolvido para o controle do motor de passo pela placa Arduino Uno (apêndice A) e a combinação com o drive controlador faz-se através de: (a) definição dos pinos na placa Arduino Uno, (b) estabelecimento de variáveis de entrada definidas pelo usuário, (c) habilitação dos pinos e definição das instruções, e (d) operabilidade do motor de acordo com as definições do usuário. Para uma informação detalhada do algoritmo codificado em Arduino é apresentado no apêndice A, nesta secção detalhara-se configuração dos modos de passo e a seleção da operabilidade do motor.

É importante mencionar a configuração dos cinco modos de opções de movimento do motor por meio do drive controlador. Os quais ficam dispostos para sua seleção no void loop: No modo Full, o motor realiza 200 passos por voltas à configuração dos pinos, e todos em baixa (LOW); no modo Half, o motor realiza 400 passos por volta. Na configuração, o primeiro pino está em alta e os outros dois, em baixa (Low); no modo Half, o motor realiza 800 passos por volta. Na configuração, o segundo pino está em alta (High), e o primeiro e o terceiro pinos, em baixa (Low); No modo 1/8, o motor realiza 1600 passos por volta. Na configuração, o primeiro e o segundo pinos estão em alta (High) e o terceiro, em baixa (Low); no modo 1/16, o motor realiza 3.200 passos por volta. Na configuração, todos os pinos estão em alta.

Em (d), a operabilidade do motor está de acordo com as definições do usuário na função `void loop()`, sendo programada a função da seleção desejada da frequência, por meio da definição dos parâmetros estabelecidos em função do tempo e modo de passos do motor, e em função do deslocamento pela quantidade de voltas.


```

void loop()
{
  Serial.println();      // Mostra a configuração no Monitor Serial
  FULL();                // Selecione o modo de passo
  //HALF();              // desmarque só o comentario acorde à opção do modo desejada
  //P1_4();
  //P1_8();
  //P1_16();
  Voltas = 1;           // Selecione o numero de Voltas
  MeioPeriodo = ____;  // Configure os atrasos desejado
  TesteMotor();         // Inicia teste do motor
}

```

Figura 3.9 Operabilidade do motor (d).

3.2 Sistema de Aquisição de Dados

O uso dos *smartphones* como dispositivos para a aquisição de medidas experimentais vem se popularizando por sua praticidade e facilidade de acesso. Um *smartphone* possui diversos sensores, tais como, acelerômetros, magnetômetro, giroscópio, microfone, GPS, câmera, entre outros, possibilitando seu uso para uma gama de aplicações em um pequeno aparelho móvel.

Os sensores utilizados para a caracterização do movimento da mesa vibratória *GEDUSE* foram a captura de movimento por vídeo e acelerômetro.

Em primeiro lugar, efetuou-se a aquisição do vídeo pela câmera do *smartphone* e a captura do movimento através do software *Tracker*. Finalmente, realizou-se a aquisição da aceleração da mesa vibratória através do acelerômetro de chip de sistemas Microeletromecânicos (MEMS), buscando-se obter na análise dos dados sinais espectrais semelhantes aos dois sistemas aplicados para o presente estudo.

3.2.1 Aquisição de Vídeo

A captura do vídeo neste estudo foi realizada com uma câmera de *Smartphone Samsung-SM-G920A*⁴, Versão de *Android 5.0.2*, com resolução de vídeo adaptado para FHD 1920x1080 e velocidade de 60 imagens por segundo

⁴<https://www.samsung.com/us/business/support/owners/product/galaxy-s6-at-t/#fullspecs>. Acesso em: (15/05/2020).

aproximadamente (60 fps), de acordo com especificações do instrumento. A Figura 3.10 apresenta um exemplo de imagem capturada para o presente estudo.



Figura 3.10 Resolução de *smartphone* Samsung-SM-G920A.

3.2.2 Captura de Movimento por *Tracker*

O software livre *Tracker*⁵ é uma ferramenta para a captura e análise de movimento por vídeo de experimentos físicos de mecânica (Bezerra Jr et al., 2012). Programado em Java, o programa *Tracker* (Arnold et al., 2011; Bonventi Jr. & Aranha, 2015; Brown & Cox, 2009) é capaz de medir diversas grandezas no espaço bidimensional, tais como, deslocamentos, velocidades, acelerações, tempos, frequências angulares, entre outras. Outras ferramentas incorporadas, por exemplo, a *Data Tool*, possibilitam diversas análises de comparação dos resultados com modelos teóricos, além identificar discrepâncias estatísticas do movimento, entre outros.

A calibração do movimento no *Tracker*, com relação a referenciais, garante a precisão dos dados de movimento adquiridos. Informa-se a origem do eixo cartesiano e a distância dimensional medida entre dois pixels para um frame de referência.

A Figura 3.11 apresenta um exemplo do aplicativo para um dos ensaios realizados no presente trabalho.

⁵ <https://tracker.physlets.org/>. Acesso em: (15/05/2020).

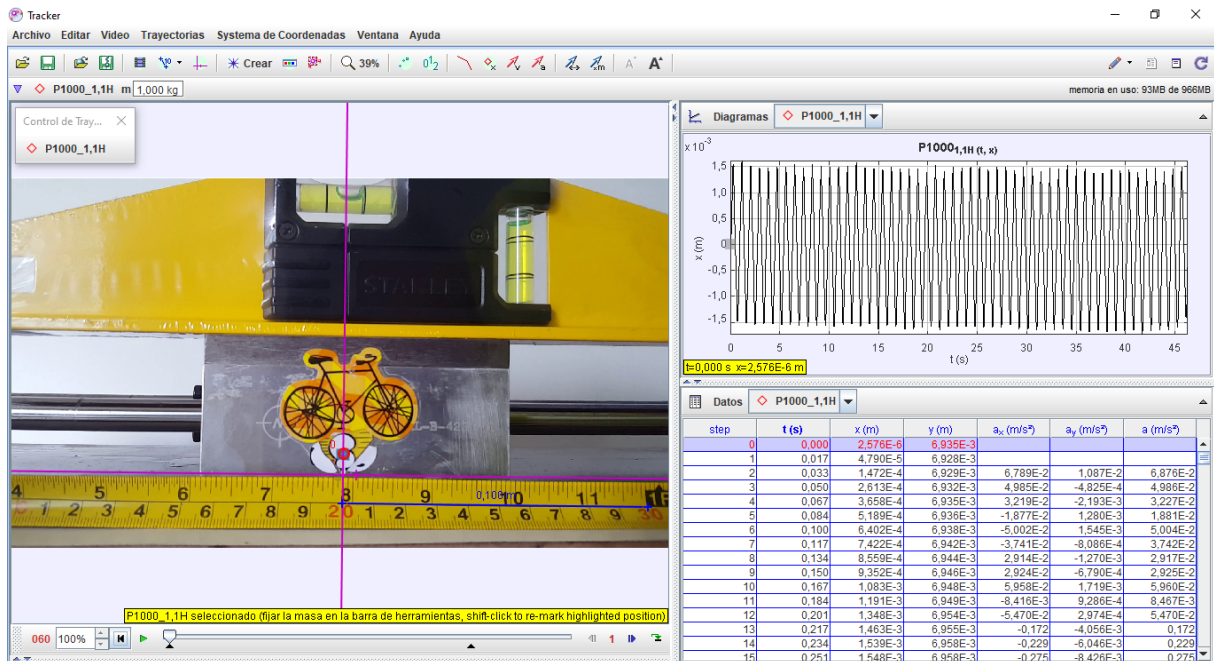


Figura 3.11 Tela ilustrativa com as respostas registradas do movimento no software Tracker.

No lado esquerdo, tem-se o vídeo do ensaio analisado. No canto superior direito, apresentam-se os dados da captura em forma gráfica para diversas grandezas de distância linear, angular, energia, entre outras. No canto inferior direito, estão os dados de captura de vídeo tabulados para serem exportados, em formato CSV, para outros softwares, por exemplo, MATLAB ou MS Excel.

3.2.3 Acelerômetro de Smartphones

As possibilidades de uso do smartphone são muito ricas. Ele pode ser utilizado para a realização de estudos científicos experimentais. (Reis, 2020).

Vieira and Aguiar (2016) afirmaram que as diversidades de sensores presentes nos smartphones habilitam a realização de um grande número de experimentos e observações de medidas, dando assim resposta àquelas limitações que até agora eram apresentadas nas práticas de laboratório, onde tipicamente as equipes estão fixadas nos laboratórios. Além disso, são equipamentos complexos e caros, e que requerem supervisão significativa para ser operado com segurança (Schajer, 2021).

Existem vários programas de smartphone para atividades experimentais, porém, em muitos casos, podem-se resumir apenas à coleta de dados. Neste sentido, o aplicativo *Phyphox* possui multiplataforma. Foi desenvolvido por físicos, para professores de física. É totalmente gratuito e tem grande número de experimentos pré-concebidos. Exporta os dados para outros programas, concede a análise dos dados no próprio dispositivo, permite que um experimento possa ser acompanhado por vários dispositivos ao mesmo tempo, e também permite o desenvolvimento de experimentos próprios e customiza a análise de dados (Figura 3.12). As experiências com *Phyphox* possibilitam uma visualização de forma dinâmica e versátil dos dados, na forma de gráficos em tempo real (Figura 3.13).



Figura 3.12 Tela do aplicativo Phyphox. Fonte: (Phyphox, 2021).

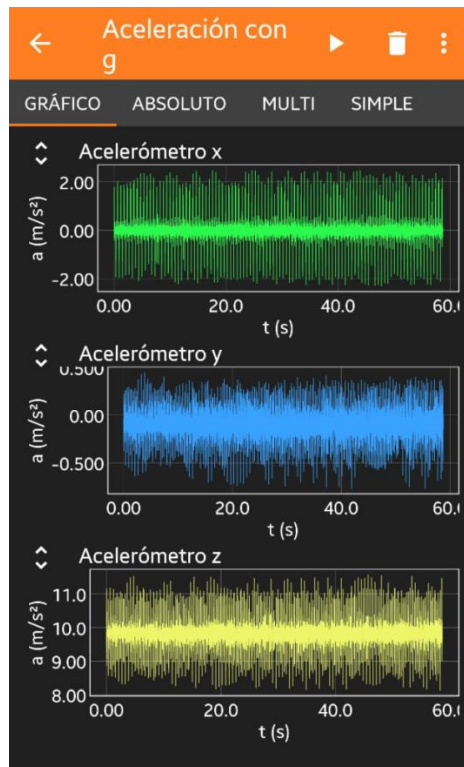


Figura 3.13 Gráficos em tempo real. Fonte: (Phyphox, 2021).

Quando se utilizam instrumentos de medição, é importante destacar os cuidados a serem tomados no monitoramento da precisão dos sensores, devendo ser usados com adequação ao experimento, tal e como faz menção Reis (2020). Também se deve ter o mesmo cuidado na seleção dos aplicativos para acessar os dados medidos pelos sensores, bem como o uso correto de unidades físicas, direcionamentos e calibrações pertinentes que cada estudo requiera. O *Phyphox* especifica a orientação adequada que deve dar-se aos smartphones para amostragem (Figura 3.14).

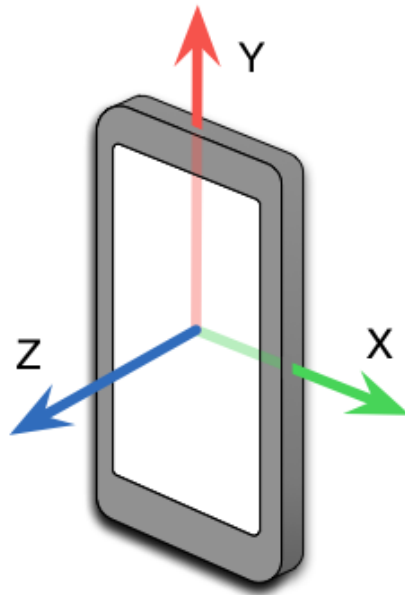


Figura 3.14 Orientação do smartphones (Phyphox)

3.3 Tratamento de Sinais

Após a aquisição de dados, os sinais temporais foram analisados a fim de identificar (extrair) parâmetros como frequência e razão de amortecimento, possibilitando a comparação com os modelos matemáticos correspondentes. Realizaram-se análises no domínio da frequência (pelo comando MATLAB *pwelch*) e no domínio do tempo (pela análise do valor eficaz e pelo aplicativo MATLAB de ajuste de curva *cftool*).

4 RESULTADOS

Os resultados experimentais obtidos foram: (a) uma verificação preliminar do comportamento dinâmico da mesa vibratória *GEDUSE*, (b) a determinação dos parâmetros dinâmicos modais de um pêndulo simples sujeito à vibração livre, e sujeito à excitação horizontal do apoio realizado pela mesa vibratória.

4.1 Validação da Bancada

Efetuiu-se a validação experimental da dinâmica da mesa vibratória *GEDUSE*, descrita na Seção 3, sujeita a um movimento oscilatório impulsionado pelo motor de passo.

Iniciou-se o estudo com a verificação dos cinco (5) diferentes modos de passos programáveis do motor de passo + controladora drive A4988 e a plataforma Arduino Uno (Tabela 4.1).

Tabela 4.1 Parâmetros de funcionamento da controladora A4988 sobre o movimento rotacional do motor de passo.

Modo	Passos (PPR)	Velocidade Angular (ω)	Desaceleração do Motor (%)
Full	200	1,85	-
Half	400	1,49	(20)
¼	800	1,07	(28)
1/8	1600	0,68	(36)
1/16	3200	0,39	(42)

Pôde-se verificar a capacidade do motor de aumentar a precisão do movimento através da duplicidade dos passos (PPR), conseguindo-se uma redução de velocidade próxima à 80% e quadruplicar os passos.

Logo habilitando-se o motor em seu modo de passo ¼, a forma de onda obtida assemelhou-se à onda quadrada (Figura 4.1) que apresenta o resultado experimental de rotação do motor de passo para o modo obtendo-se uma

frequência de oscilação de 0.6 Hz e uma amplitude de velocidade angular média de $2,62 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$.

Os resultados foram análogos aos resultados de Santos, (2008). Observou-se precisão na periodicidade.

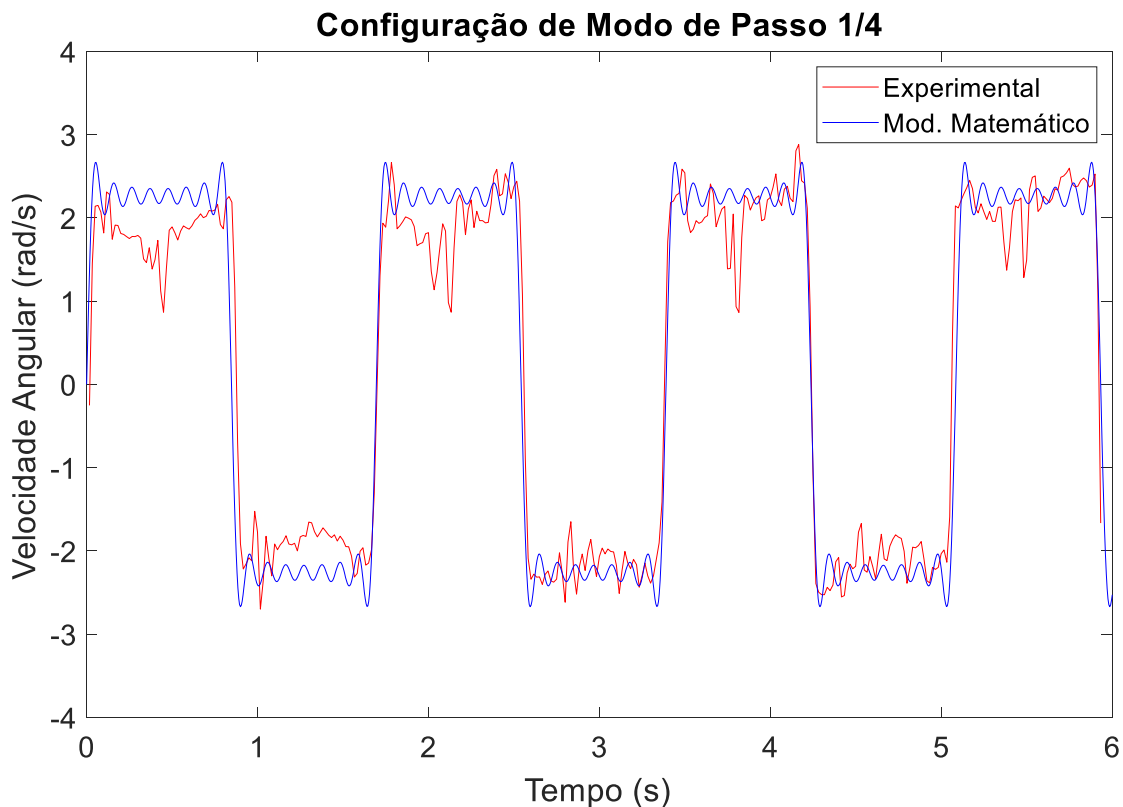


Figura 4.1 Evolução temporal da velocidade angular do motor de passo para o modo de operação de $\frac{1}{4}$.

Para validação experimental, configurou-se o algoritmo de controle Arduino no modo de passo *Full*, 1 (uma) volta/pulsos do motor, e tempo de pausa de $1000 \mu\text{s}$, deixando-se acionada até completar 50 (cinquenta) ciclos. Para a captura de movimento por vídeo, utilizou-se o conjunto câmera smartphone + software *Tracker*.

Apresenta-se um gráfico detalhado de dois ensaios escolhidos aleatoriamente, na Figura 4.2, com uma captura de imagens de aproximadamente 60 fps, sendo que o valor nominal de passo por tempo de aquisição é de $\Delta t = 1/59.82 \text{ s} \approx 0.0167\text{s}$.

Observou-se que o valor efetivo do deslocamento da PD foi de $u_{\text{rms}} = 1.86 \text{ mm}$.

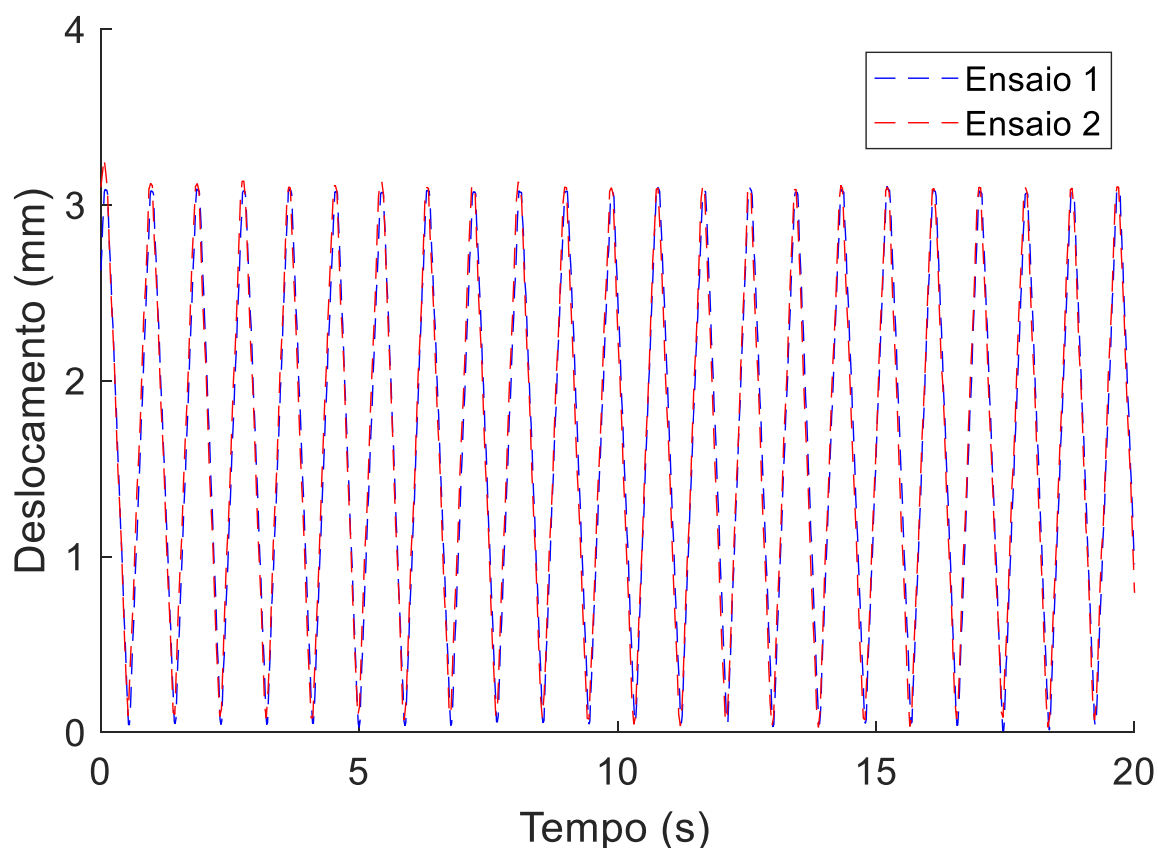


Figura 4.2 Evolução temporal do deslocamento mínimo da bancada.

Na validação do movimento da mesa vibratória GEDUSE, a evolução temporal do deslocamento da PD apresenta uma forma de onda triangular. Resultado esperado, onde o deslocamento do tipo onda triangular é apresentada pela seguinte eq. (4.1) forma em série de Fourier:

$$x(t) = x_o \cdot \frac{8}{\pi^2} \sum_{i=0}^N \frac{(-1)^i}{n^2} \sin(n \cdot 2\pi f t) \quad (4.1)$$

onde, $n = 2i + 1 = 1,3,5, \dots$

Notou-se que, a partir da onda triangular, obteve-se a onda quadrada com a derivada temporal da eq. (4.1), referente à velocidade do movimento da plataforma e semelhante à velocidade angular do motor de passo.

$$\dot{x}(t) = x_0 + \frac{8}{\pi} \sum_{i=0}^N \left((n \cdot 2 \pi f)^2 \cdot \frac{A(-1)^i}{(2n)^2} \sin(n \cdot 2 \pi f t) \right) \quad (4.2)$$

O deslocamento mínimo e máximo da PD foi determinado, considerando-se como valor mínimo uma volta do acionamento do motor de passo no algoritmo de controle Arduino e em função do passo do fuso da mesa vibratória GEDUSE. A diferença entre os deslocamentos horizontais mínimos e máximos da PD estabeleceu uma amplitude de $217 \pm 1\text{mm}$.

A Figura 4.3 apresenta um extrato da forma de onda do deslocamento horizontal da plataforma horizontal em função do tempo. Este movimento apresentou um deslocamento máximo de $\approx 220\text{mm}$ devido a 76 voltas do motor de passo. Estimou-se o passo do fuso em $\approx 2,89\text{mm}$.

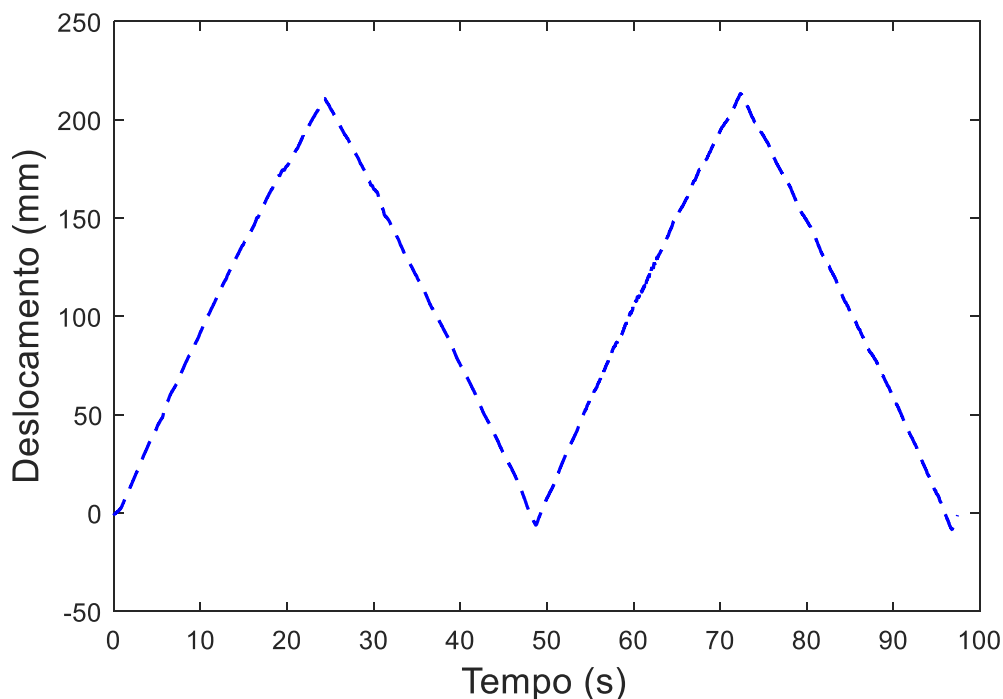


Figura 4.3 Evolução temporal do deslocamento da bancada.

A Figura 4.4 compara os resultados experimentais com o modelo matemático referente à aceleração da plataforma, a partir da derivada da eq. (4.2). Observou-se uma decalagem entre os resultados experimentais e os do modelo matemático devido a imprecisões na frequência de excitação.

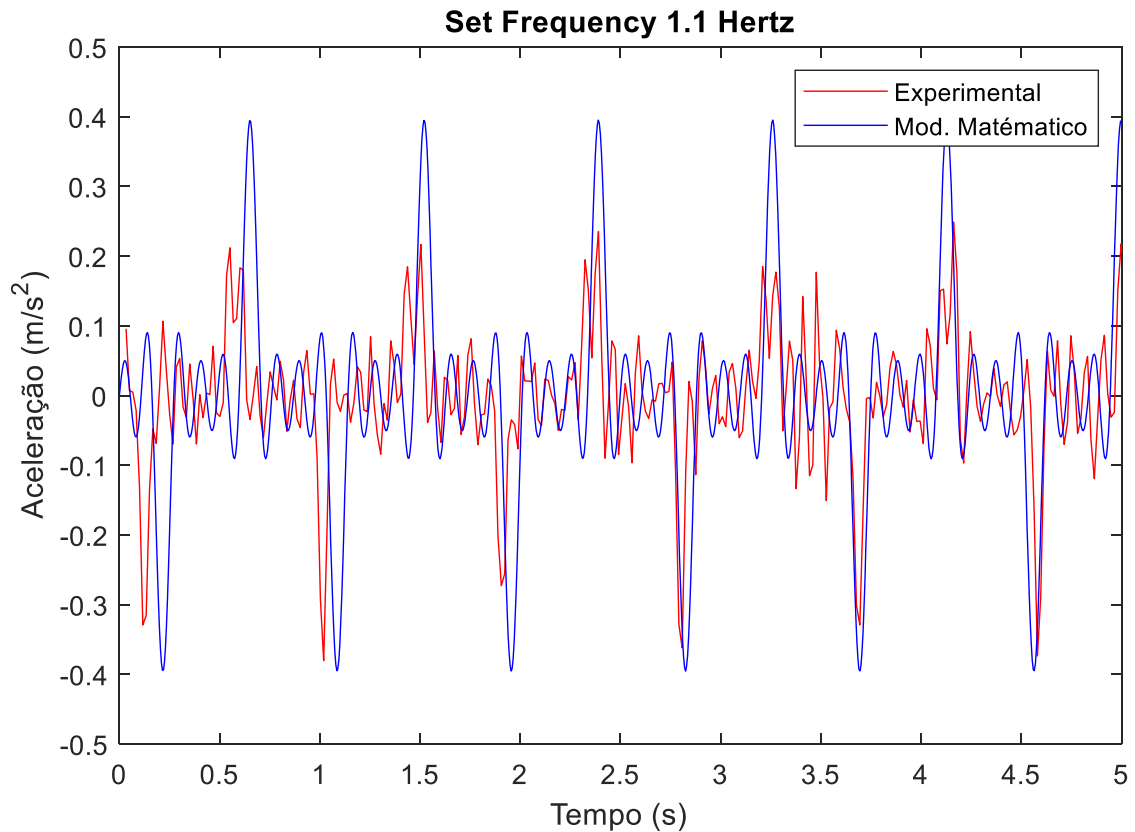


Figura 4.4 Detalhe na evolução temporal da aceleração que descreve o tipo de onda.

Geraram-se os gráficos de evolução temporal da aceleração da PD (Figura 4.5). Observou-se uma aceleração no eixo horizontal, direção-X (paralelo ao movimento da plataforma) e no eixo vertical, direção-Y (perpendicular ao movimento da plataforma), sendo esta a resposta esperada. A resposta da aceleração da PD na direção-X apresentou magnitude dez vezes superior à aceleração na direção-Y (perpendicular), demonstrando-se uma boa relação sinal/ruído para esta frequência 1,1 Hz. Isto permitiu considerar a magnitude no eixo vertical, direção-Y, como ruído no sinal.

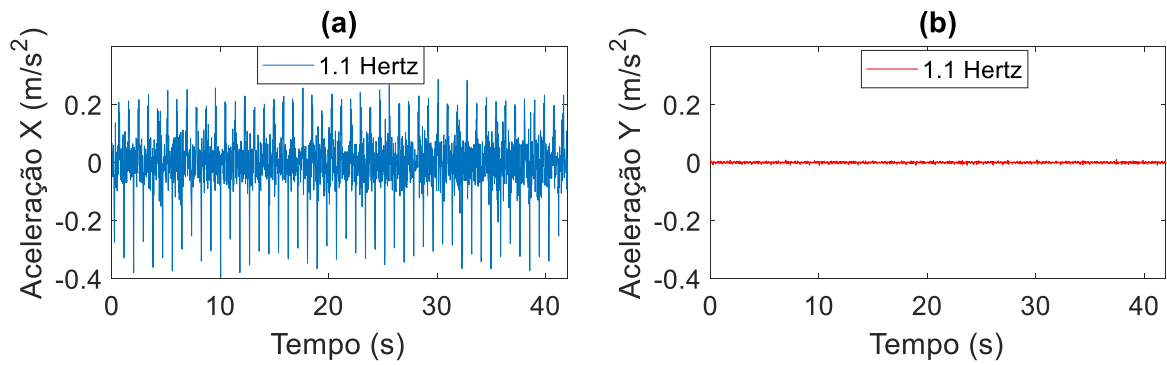


Figura 4.5 Evolução temporal da aceleração da PD para a frequência de excitação de **1,1 Hz**. (a) Aceleração do eixo direção-X (paralelo ao movimento) e (b) Aceleração do eixo direção-Y (perpendicular ao movimento).

Foi possível excitar a mesa vibratória GEDUSE para distintos níveis de aceleração em diferentes magnitudes, controlando-se o modo de passo e os tempos de pausa do motor para um intervalo de frequência de excitação entre $0,3\text{ Hz}$ e $2,1\text{ Hz}$, e podendo-se ter um aumento gradual na frequência, do movimento horizontal da mesa vibratória para um intervalo de $0,2\text{ Hz}$.

Apresentaram-se as evoluções temporal de aceleração nas direções “X” e “Y” para as frequências de $0,3\text{ Hz}$ (Figura 4.6), $0,7\text{ Hz}$ (Figura 4.7) e $1,7\text{ Hz}$ (Figura 4.8). Os resultados evidenciaram satisfatórias relações sinal/ruído para frequências acima de $0,5\text{ Hz}$. Devido a folgas mecânicas, falhas no suporte da plataforma e imprecisões na ação do motor de passo, o sinal de aceleração para baixas frequências foi menor devido ao ruído para baixas frequências ($f \leq 0,5\text{ Hz}$).

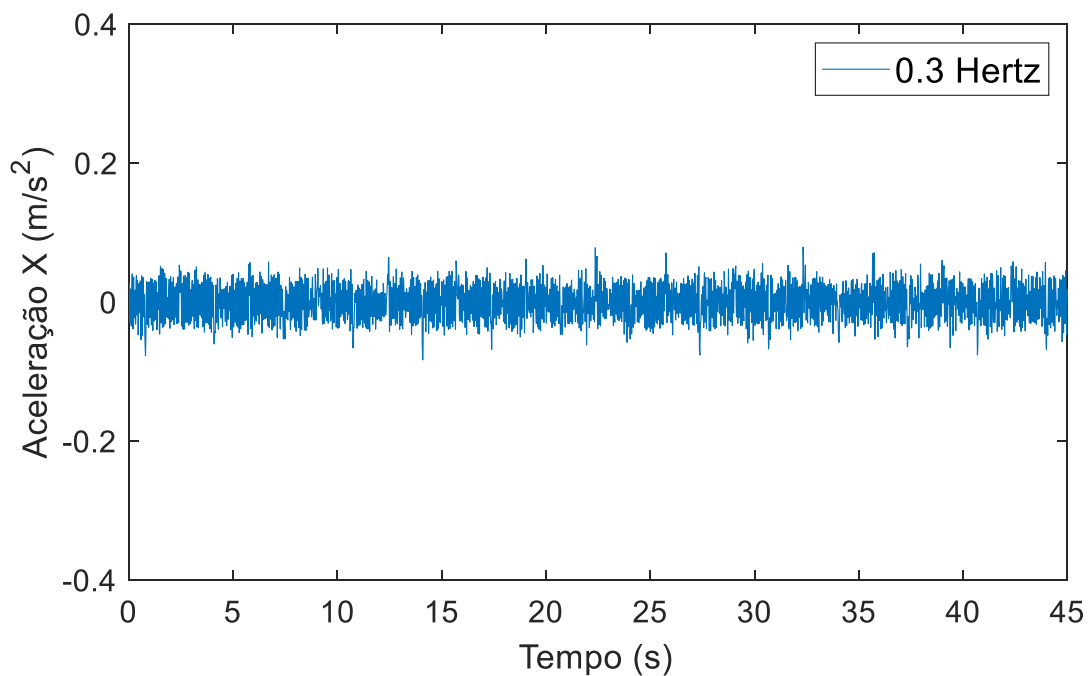


Figura 4.6 Evolução temporal da aceleração na direção-X para a frequência de excitação de 0.3 Hz.

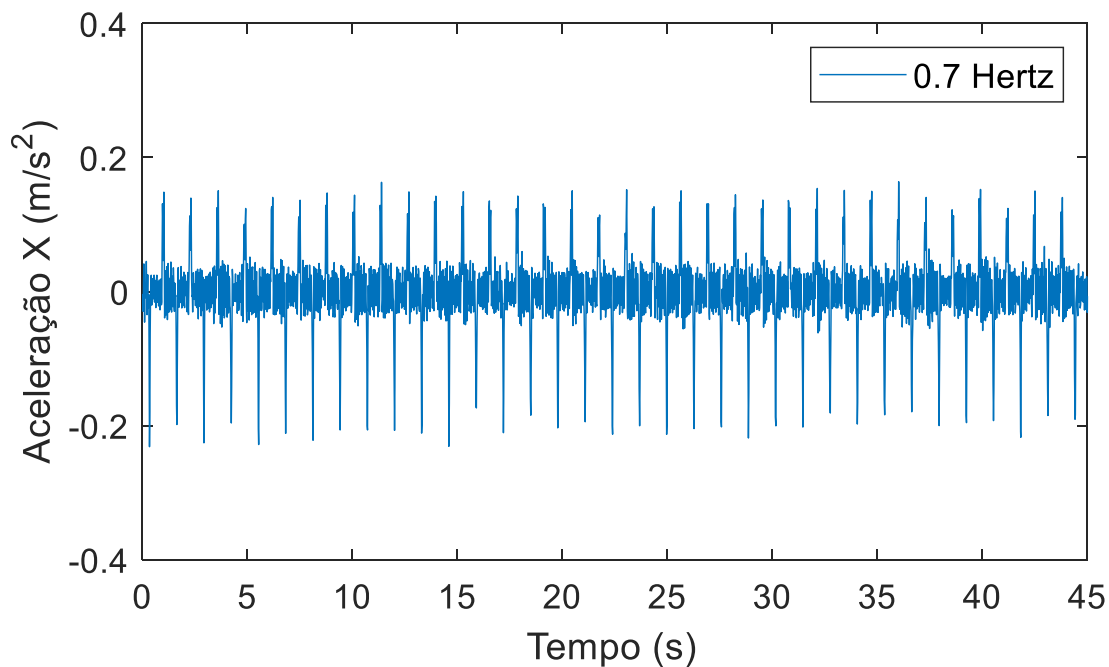


Figura 4.7 Evolução temporal da aceleração na direção-X para a frequência de excitação de 0.7 Hz.

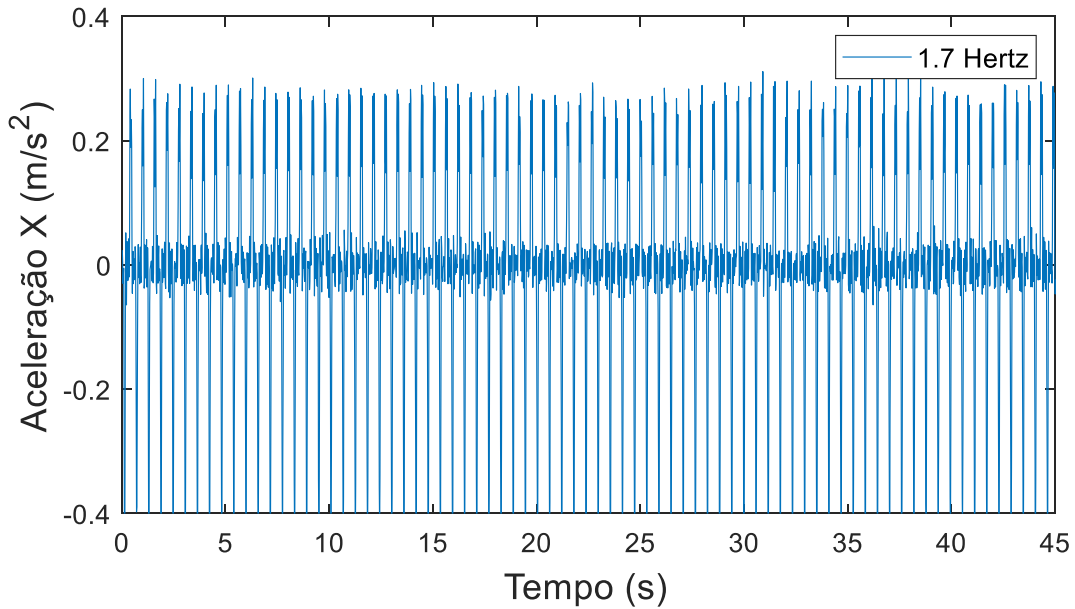


Figura 4.8 Evolução temporal da aceleração na direção-X para a frequência de excitação de 1.7 Hz.

Pode-se observar nas Figura 4.6, Figura 4.7 e Figura 4.8 que, enquanto a magnitude da aceleração e a frequência se elevam, a magnitude dos ruídos se mantêm constantes ao movimento da PD.

A análise no domínio da frequência dos sinais temporais resulta em espectro de amplitudes de aceleração para as frequências de excitação de 0,3 Hz (Figura 4.10), 0,9 Hz (Figura 4.11) e 1,5 Hz (Figura 4.11).

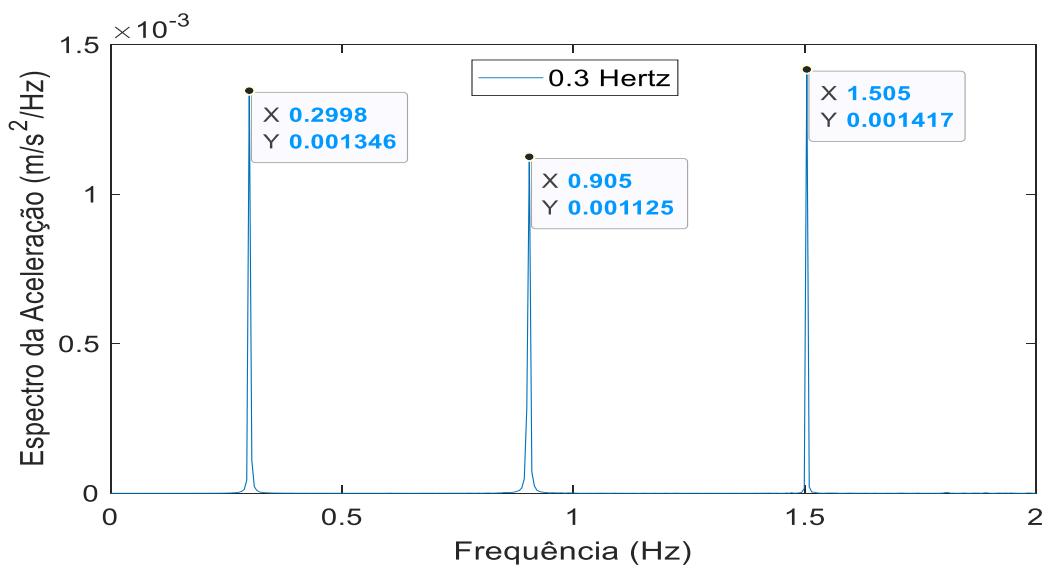


Figura 4.9 Espectro de frequência para excitação 0.3 Hz.

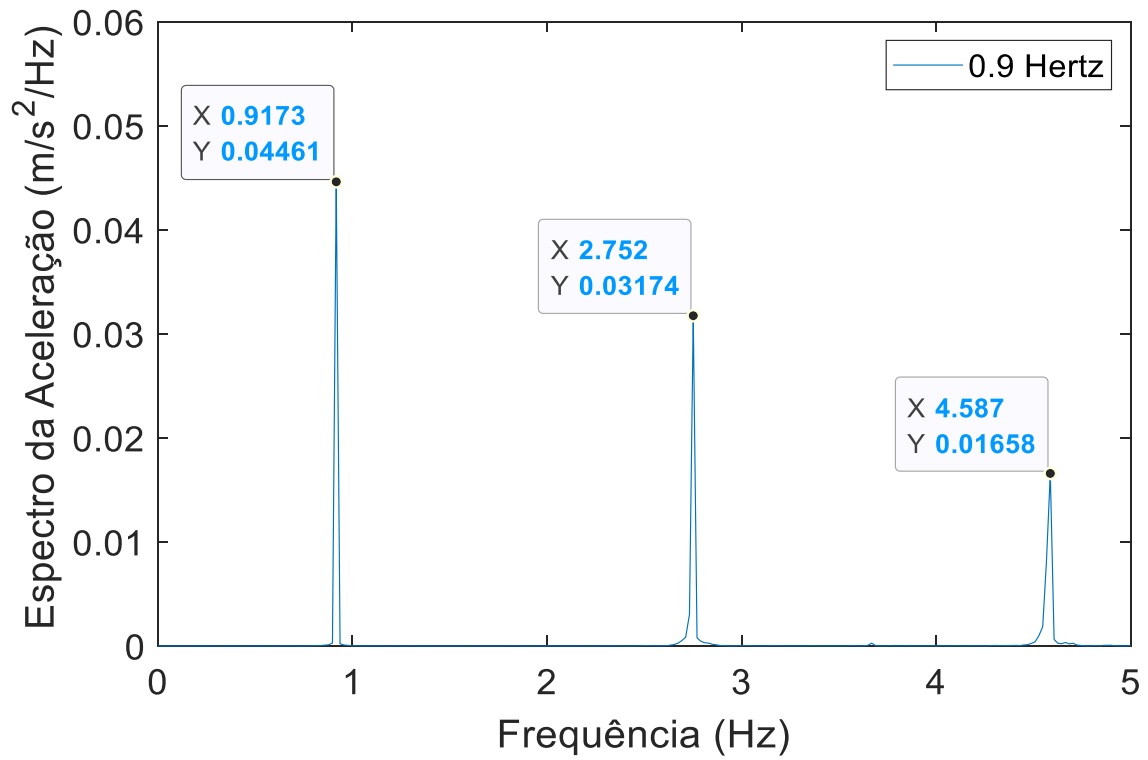


Figura 4.10 Espectro de frequência para excitação de 0.9 Hz.

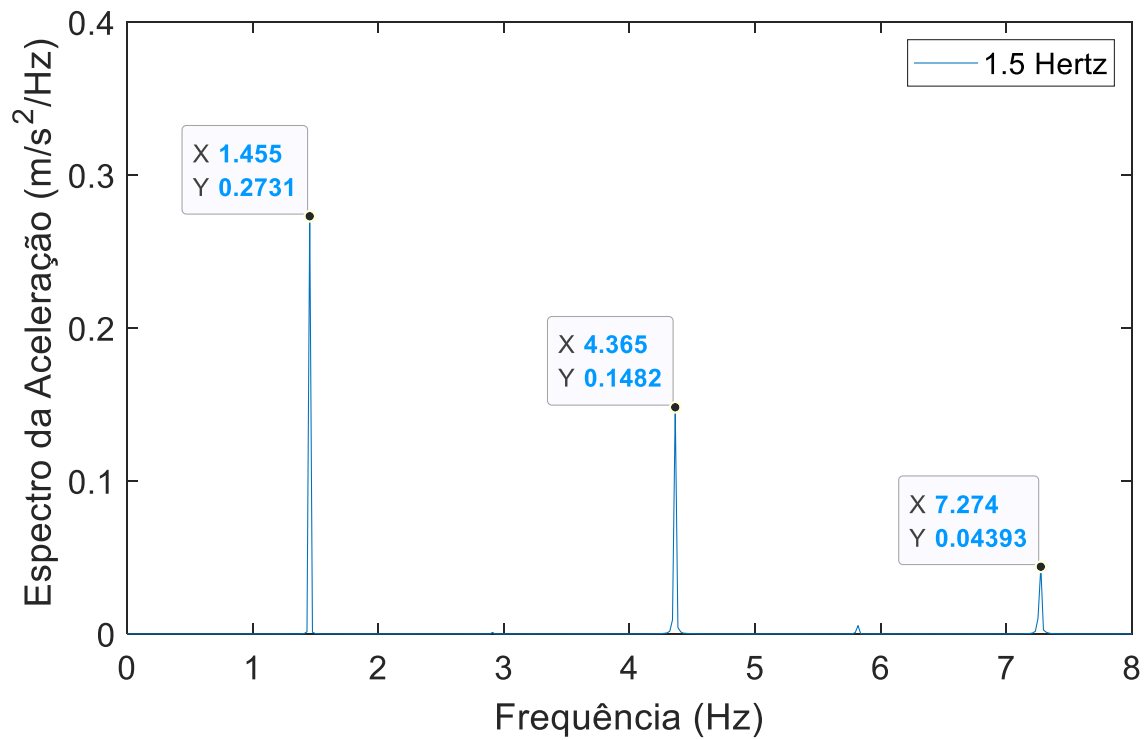


Figura 4.11 Espectro de frequência para excitação de 1.5 Hz.

Observaram-se os picos de frequências referentes às respectivas frequências fundamentais f_n e seus harmônicos ímpares $f_i = if_n$ ($i = 1,3,5, \dots$), em conformidade com a expressão da série de Fourier na eq. (4.1). O espectro de amplitudes apresentou simetria par, e o espectro de fases, simetria ímpar. Ao se fazer avaliações dos espectros de amplitude e de fases encontraram-se como espectros discretos, contendo os harmônicos normais da frequência fundamental.

Expuseram-se os resultados para frequências escolhidas aleatoriamente, em que as frequências são múltiplos inteiros da frequência do sinal.

A Figura 4.12 apresenta a magnitude do primeiro harmônico da aceleração “X” (paralelo ao movimento) em função da frequência.

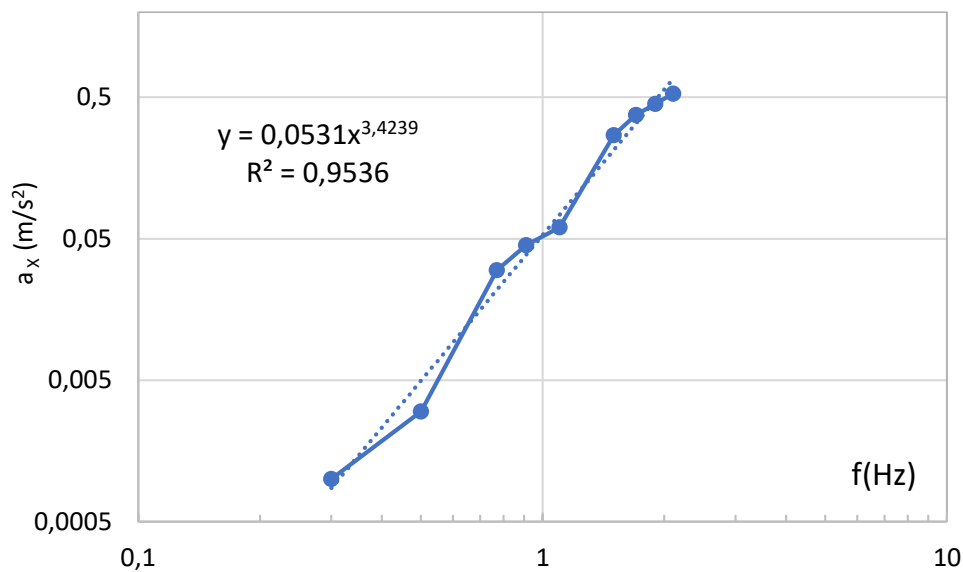


Figura 4.12 Magnitude da aceleração “X” (paralelo ao movimento) (m/s^2) e função da frequência f (Hz).

Pôde-se observar a linearidade dos resultados em quanto aumentou a aceleração da PD na mesma medida se amplificou a frequência.

Realizou-se a análise por meio da comparação dos resultados obtidos pelo estudo com o software *Tracker* e do acelerômetro do smartphone. No domínio da frequência, observou-se a frequência fundamental (mais baixa possível), que para ambas as metodologias de estudo possuem funções espectrais próximas para as diferentes frequências estudadas.

Apresentaram-se duas comparações de seleção aleatória (Figura 4.13 e Figura 4.14), permitindo desta forma a avaliação da mesa com relação ao controle da operabilidade do movimento do carro.

O estudo com o acelerômetro do smartphone necessitou uma otimização que permitisse melhorar a calibração e trabalhar em função das magnitudes da aceleração experimentada.

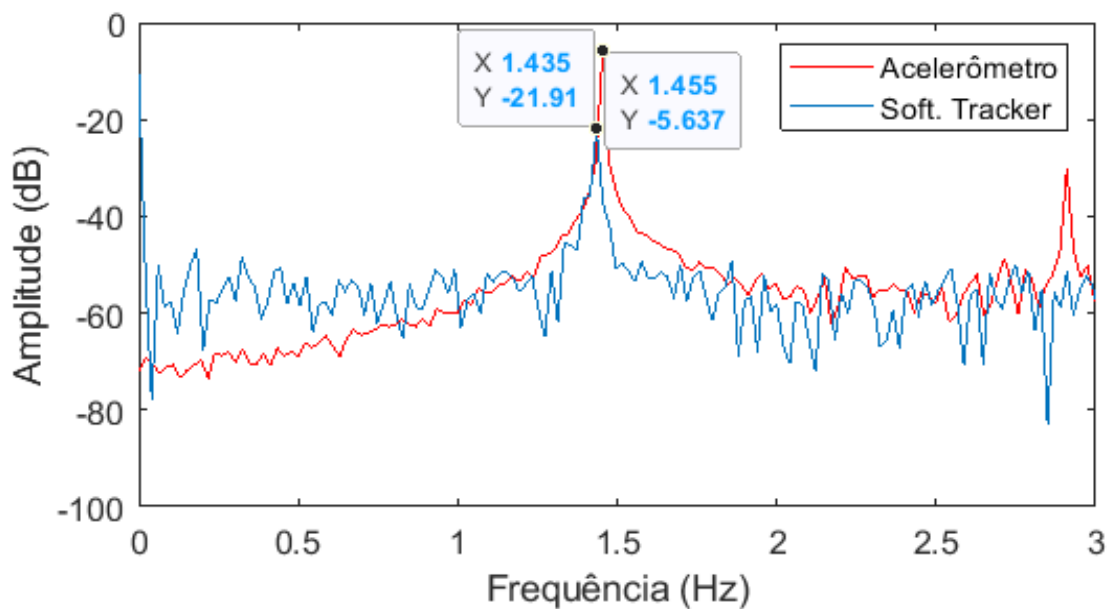


Figura 4.13 Comparação da resposta espectral da frequência para 1,4 Hz.

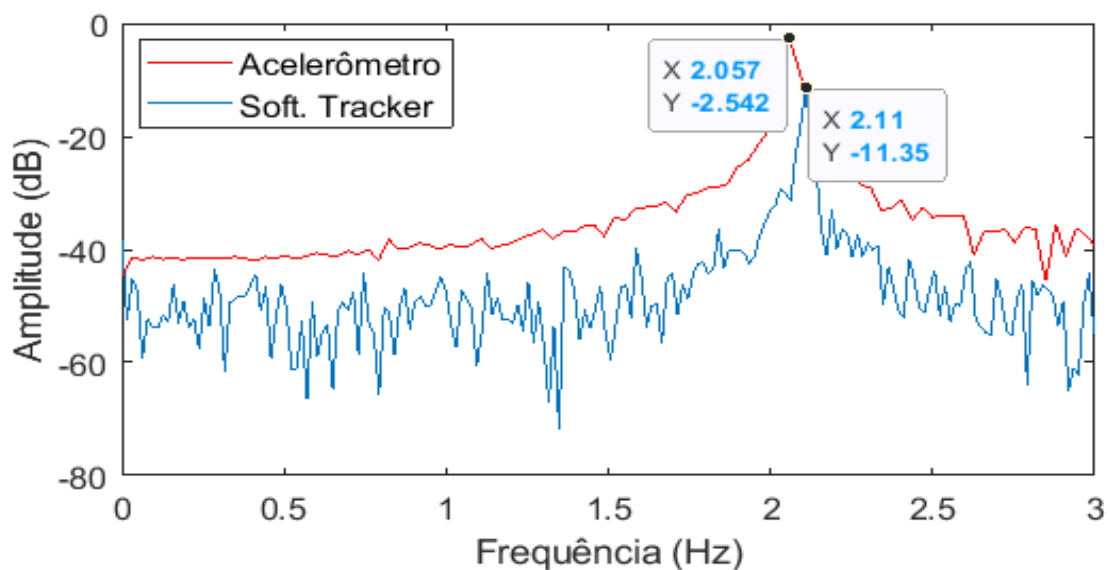


Figura 4.14 Comparação da resposta espectral da frequência para 2.1 Hz.

Os resultados mostraram proximidade na magnitude da frequência pelas duas técnicas utilizadas, validando de esta forma a frequência do movimento da PD.

4.2 Ensaio de Pêndulo Simples

Como estudo de aplicação da mesa vibratória GEDUSE, analisou-se o comportamento de um pêndulo simples com excitação de base para três diferentes comprimentos do pêndulo $L = [255; 200; 150] \pm 1mm$, sendo a massa do pêndulo $m = 31.84 \pm 0.52 g$ ($COV = 0.824\%$) ($m = [32.12; 31.80; 31.60] \pm 0.01g$) e a gravidade local em Brasília – DF, Brasil ($15^\circ 45' 43''S$ $47^\circ 52' 25''W$) $g = 9,7808439 m/s^2$ conforme a Figura 4.15.

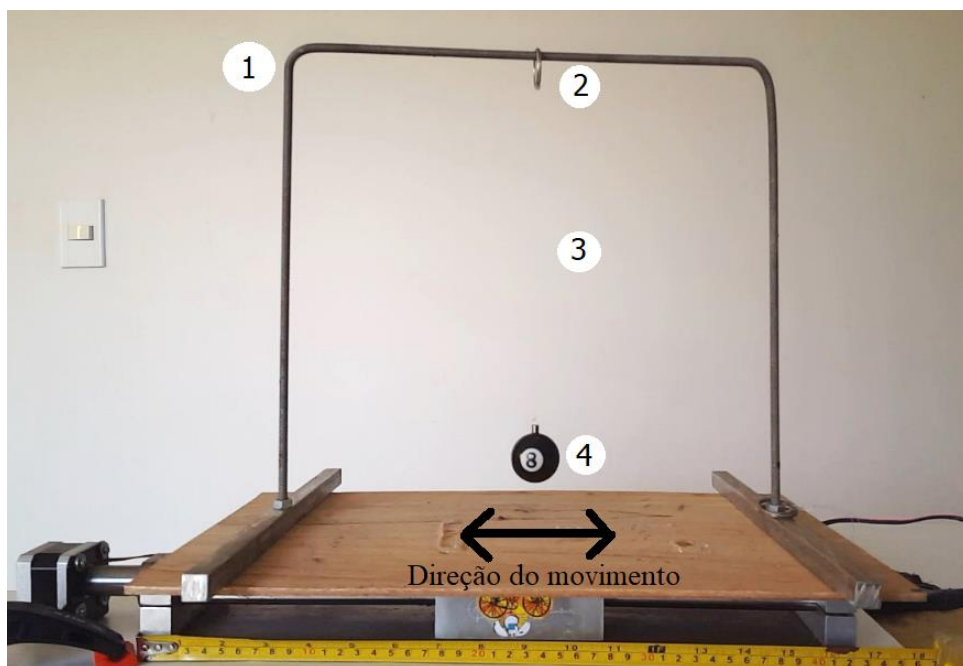


Figura 4.15 Sistema de pêndulo simples. Peças: (1) Pórtico, (2) Ponto de Pivot, (3) Fio, (4) Massa.

Considerando o comportamento do pêndulo em vibração livre, efetuou-se a hipótese de pequenos ângulos ($\sin \theta \simeq \theta$). A equação de movimento angular do pêndulo livre devido a uma perturbação inicial $\theta(t = 0) = \theta_0$, desconsiderando-se o efeito do atrito, foi dada pela eq. (4.3)

$$\ddot{\theta} + \omega_n^2 \theta = 0, \quad (4.3)$$

onde $\theta(t)$ é o ângulo do pêndulo, e o período de oscilação linear não-amortecido $T_o = 2\pi/\omega_n = 2\pi\sqrt{L/g}$, contudo para ângulos de vibrações maiores ($\sin \theta \neq \theta$); o período de oscilação exato $T = T(\theta)$ foi dado por (Amrani et al. 2008) eq. (4.4).

$$T(\theta) \approx T_o \left[1 + \frac{1}{16}\theta^2 + \frac{11}{3072}\theta^4 + \frac{173}{737280}\theta^6 + \dots \right] \quad (4.4)$$

4.2.1 Identificação no Domínio do Tempo

Para os ensaios em vibração livre, os sinais de oscilação amortecida foram analisados, comparando-se o sinal com a resposta senoidal amortecida do tipo da (4.5)

$$u(t) = A e^{-bt} \sin(ct + d) + e \quad (4.5)$$

onde A e ϕ são variáveis relacionadas à condição inicial do ensaio, $b = \xi\omega_n$, $c = \omega_n\sqrt{1 - \xi^2}$, $\omega_n = \sqrt{c^2 + b^2}$, e $\xi = b/\omega_n$. A toolbox CfTool/Matlab foi utilizada como resposta temporal para determinar os parâmetros modais acima (apêndice B4). Estes resultados foram correlacionados a medidas de frequência, período a período.

Para os ensaios em vibração forçada, usando-se o valor eficaz σ_{rms} , foi avaliado o comportamento dinâmico no domínio do tempo conforme a eq. (4.6),

$$\sigma_{rms}^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u[i]^2, \quad (4.6)$$

para a determinação da amplitude do movimento é utilizada a eq.(4.7),

$$U_o \simeq \sqrt{2}\sigma_{rms}, \quad (4.7)$$

Por variação de frequência, a função de amplificação do sistema dinâmico estimado foi ajustada ao modelo teórico pela toolbox CFTool. Compararam-se as funções de amplificação por técnica de valor eficaz e por técnica espectral.

Utilizou-se uma ferramenta para a realização do ensaio de varredura harmônica discreta, em que o movimento de um sistema dinâmico é medido para uma excitação harmônica fixa a fim de determinar a função de amplificação do sistema dinâmico ensaiado.

4.2.2 Identificação no Domínio da Frequência

No domínio da frequência, tanto para ensaios de vibração livre como forçada, estimaram-se os autoespectros de potência dos sinais pelo método de Welch através do comando MATLAB pwelch, ou seja a eq.(4.8).

$$[S_{uu}, f] = \text{pwelch}(u, w, 0, N, f_s) \quad (4.8)$$

onde $u(t)$ é o deslocamento experimental, w a forma de janelamento, N o comprimento do sinal e $f_s = 1/dt \approx 60\text{Hz}$ a frequência de amostragem. Para medidas em vibração livre, o janelamento utilizado foi a janela exponencial ou de Poisson expressadas na eq.(4.9).

$$w[n] = \exp[-|n - 0.5N| \cdot \tau^{-1}], \quad (4.9)$$

onde $\tau = 0.5N \cdot 8.69D^{-1}$, e D é o decaimento dB para metade do comprimento da série temporal ($N/2$). Para a vibração forçada, na eq. (4.10) os janelamentos utilizados foram a janela Hamming (apêndice B3)

$$w[n] = \text{hanning}(N), \quad (4.10)$$

A estimativa do autoespectro de potência $S_{uu}(f)$ foi aporte para a identificação de parâmetros modais de frequência natural e amplitude de movimento $U_o(\Omega) \approx \sqrt{2} \sigma_{\text{rms}}$ ou seja, teorema de Parseval da eq. (4.11).

$$\sigma_{\text{rms}}^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} S_{uu}(f) df, \quad (4.11)$$

Aproximou-se por uma função harmônica para uma determinada frequência de excitação Ω segue na eq. (4.12).

$$u(t) = U_o \text{sen}(\Omega t + \phi_o), \quad (4.12)$$

Por variação de frequência, foi possível ajustar a função de amplificação teórica por meio de regressão não linear no CFTool e determinar os parâmetros modais do sistema estudado.

Primeiramente efetuou-se a caracterização do pêndulo simples em vibração livre, sujeito a uma perturbação θ_o . A Figura 4.16 compara o resultado experimental do ângulo do pêndulo $\theta_{\text{exp}}(t)$, de comprimento, com o resultado identificado por CFTool $\theta_{\text{ident}}(t)$.

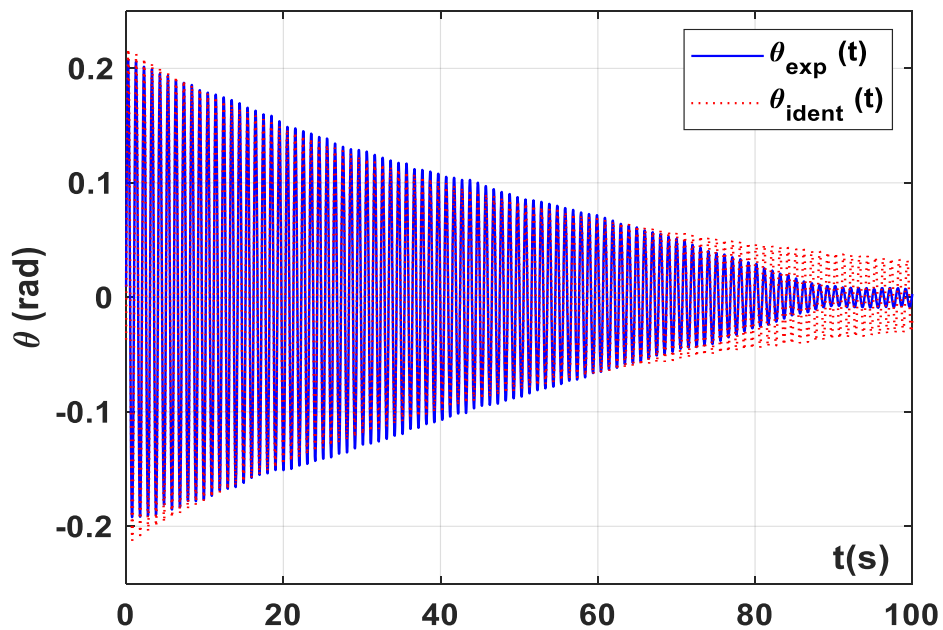


Figura 4.16 Resposta amortecida do deslocamento angular do pêndulo simples para $L = 255\text{mm}$: (experimental x numérica).

Referente ao pêndulo de comprimento $L = 255\text{mm}$, identificou-se a frequência natural $f_{n,\text{exp}} = 0.989\text{Hz}$. Com relação ao resultado teórico $f_{n,\text{teo}} = \sqrt{g/L}/(2\pi) = 0.986$, o erro relativo foi inferior a 0.36%. A Figura 4.17 apresentou o autoespectro de potência da resposta dinâmica do ângulo do pêndulo

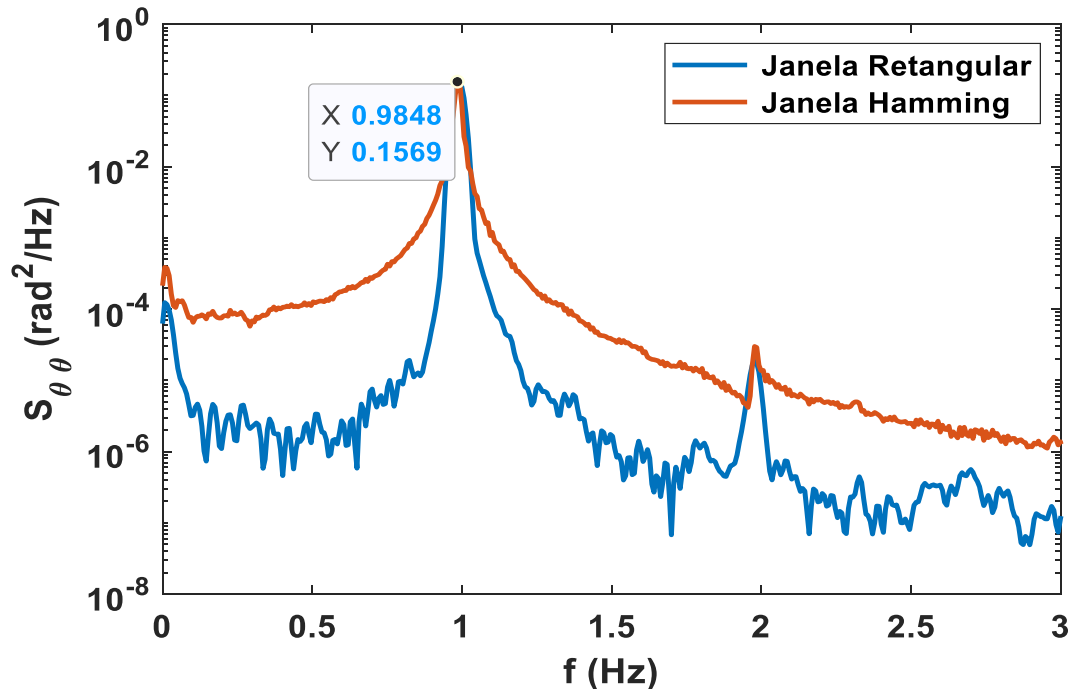


Figura 4.17 Autoespectro de potência da resposta dinâmica do ângulo do pêndulo em vibração livre para uma janela retangular e uma janela *hamming*.

Uma frequência de oscilação foi dominante, próxima ao valor de 0.985Hz ($\sim 0.42\%$ com relação à solução experimental identificada utilizando o CFTool). Esta diferença da estimativa de frequência pode ser atribuída à frequência de amostragem.

A Tabela 4.2 apresenta a comparação das frequências naturais identificadas no ensaio de vibração livre para as técnicas de autoespectro de potência e por ajuste não linear. Os erros relativos entre as estimativas foram inferiores a 0.5%. As estimativas de frequências naturais foram comparadas com a frequência natural linear $f_{n,\text{teo}}$ e a estimativa não linear $f_n(\bar{\theta})$, onde o ângulo $\bar{\theta}$ (*rad*) é estimado pela média da terça parte inicial dos ângulos do pêndulo obtidos experimentalmente.

Tabela 4.2 Comparação das frequências naturais com relação às técnicas por autoespectro de potência (pwelch) e por ajuste não linear (CFTool).

L (mm)	f_n (Hz)	f_n (Hz) Eq.(3)	f_n (Hz) DSP	f (Hz) CFTool	ξ (%) CFTool
150	1.2852	1.2831	1.263 ± 0.011	1.2646 ± 0.0001	0.480 ± 0.010
200	1.1130	1.1105	1.124 ± 0.009	1.1276 ± 0.0002	0.597 ± 0.017
255	0.9857	0.9831	0.985 ± 0.005	0.9892 ± 0.0002	0.312 ± 0.003

Finalmente, realizou-se a caracterização do pêndulo simples em vibração forçada devido a movimento periódico da PD com amplitude da base U_{b0} . Os parâmetros modais de frequência natural e razão de amortecimento foram obtidos por meio da função de resposta em frequência da transmissibilidade experimental entre a resposta do pêndulo $\theta(t)$ e o movimento da base $U_b(t)$ ajustado ao modelo matemático.

A expressão clássica do pêndulo sujeito à movimentação de base $U_b(t)$ (Rao, 2008) é dada por a eq. (4.13).

$$ml^2\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + mgl\theta = -ml\ddot{U}_b \quad (4.13)$$

onde $ml^2\ddot{\theta}$, $c\dot{\theta}$ e $mgl\theta$ a corresponde às forças de inércia, de amortecimento e elástica, respectivamente, e considerando $U_b(t)$ aproximada a uma excitação periódico de base, ou seja, $U_b \cong U_{b0} e^{j\Omega t}$ e $\theta = \theta_0 e^{j\Omega t}$, ao se substituir na eq. (4.14) de movimentos, tem-se

$$(-\Omega^2 + 2\xi\omega_n j\Omega + \omega_n^2)\theta_0 = -\Omega^2 \frac{U_{b0}}{l} \quad (4.14)$$

A expressão da função de transmissibilidade θ_0/lU_b é dada por eq. (4.15)

$$\frac{l\theta_0}{U_{b0}} = -\frac{\Omega^2}{(\omega_n^2 - \Omega^2) + 2j\xi\omega_n\Omega} \quad (4.15)$$

e, outra forma da função de transmissibilidade θ_o/lU_b , em sua forma adimensional, é dada pela eq. (4.16)

$$\frac{l\theta_0}{U_{b0}} = \frac{-(\Omega/\omega_n)^2}{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2\right) + 2j\xi\left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)} \quad (4.16)$$

Para a determinação experimental da transmissibilidade do pêndulo devido à movimentação de base, a captura de movimento foi efetuada quando o movimento do pêndulo estava em estado permanente conforme apresentado na Figura 4.18.

Durante a captura de movimento, a parcela horizontal do movimento do pêndulo teve que ser subtraída do movimento da base para se considerar um sistema referencial relativo.

A determinação do ângulo pelo *Tracker* efetua-se automaticamente, pois se fez pela de relação a dois pontos em movimento, ou seja, o ponto de captura na rótula e na massa do pêndulo.

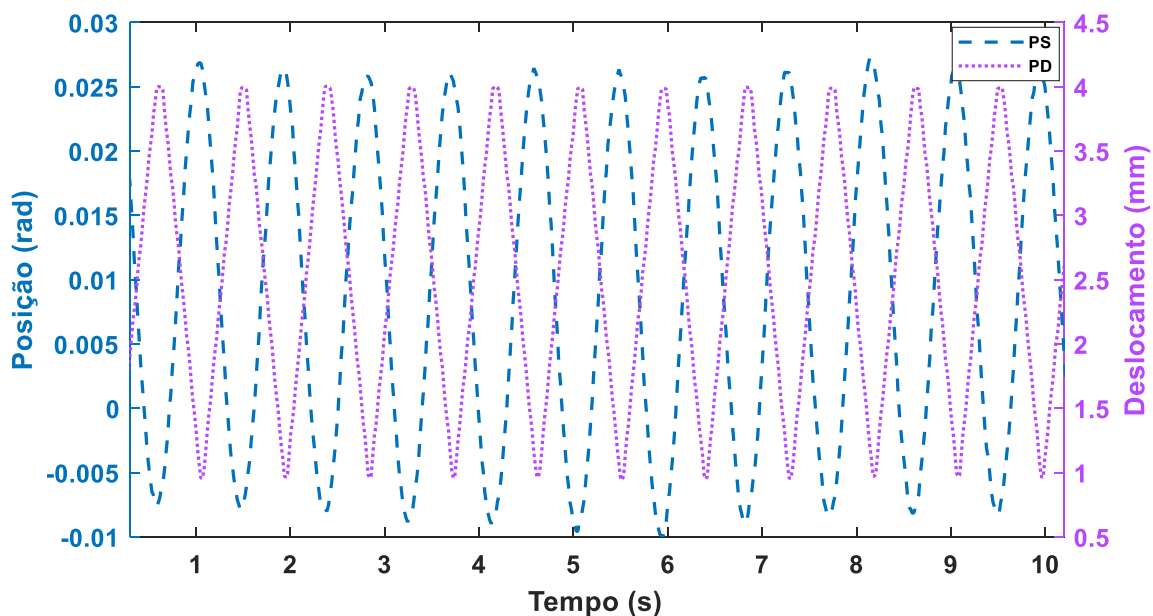


Figura 4.18 Resposta temporal do movimento de vibração pendular forçado $\theta(t)$ [rad] para o movimento da plataforma $U_b(t)$ [mm] para a frequência de excitação $\Omega = 1.10$ Hz, e comprimento do pêndulo $L = 255$ mm.

A Figura 4.19 apresenta o diagrama de fase do deslocamento e velocidade horizontais da massa do pêndulo, que apresenta uma amplitude máxima $\sim 3.2\text{mm}$ para uma frequência de excitação de $\Omega = 1.10\text{ Hz}$. Observando-se a periodicidade dos ciclos, praticamente sobrepostos, na esperada forma elipsoidal.

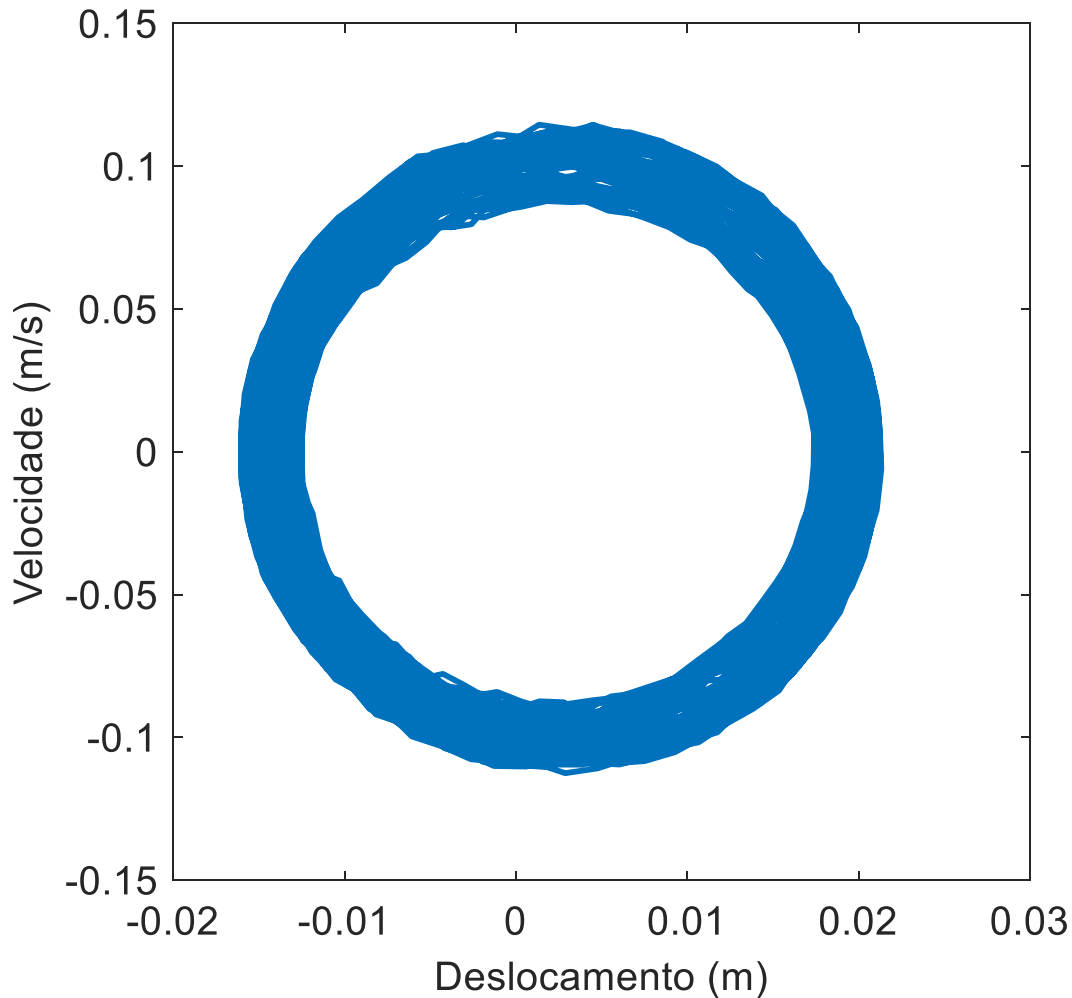


Figura 4.19 Diagrama de fase do movimento horizontal $x(t)[m]$ do pêndulo, por captura de movimento, para frequência de excitação $\Omega = 1.10\text{ Hz}$ e um comprimento de fio $L = 255\text{mm}$.

A Figura 4.20 e a Figura 4.21 apresentaram as respostas temporal e o autoespectro de potência do ângulo do pêndulo $\theta(t)$ e do movimento da base $U_b(t)$ para as frequências de excitação $\Omega = 0.90\text{Hz}$ e $\Omega = 1.10\text{Hz}$, respectivamente. Para cada frequência de excitação, os valores de amplitude máxima de ângulo do pêndulo θ_o e de movimento da base U_{bo} foram determinados por meio da série

temporal, estimados pelo rms – eq. (4.17), e pela integral do pico de ressonância (estimados por Parseval estreito).

$$\sigma_{rms}^2 = \int_{\Omega - \Delta\Omega}^{\Omega + \Delta\Omega} S_{uu}(f) d(f) \quad (4.17)$$

onde $\Delta\Omega$ é uma banda estreita em torno da frequência de excitação (Ω).

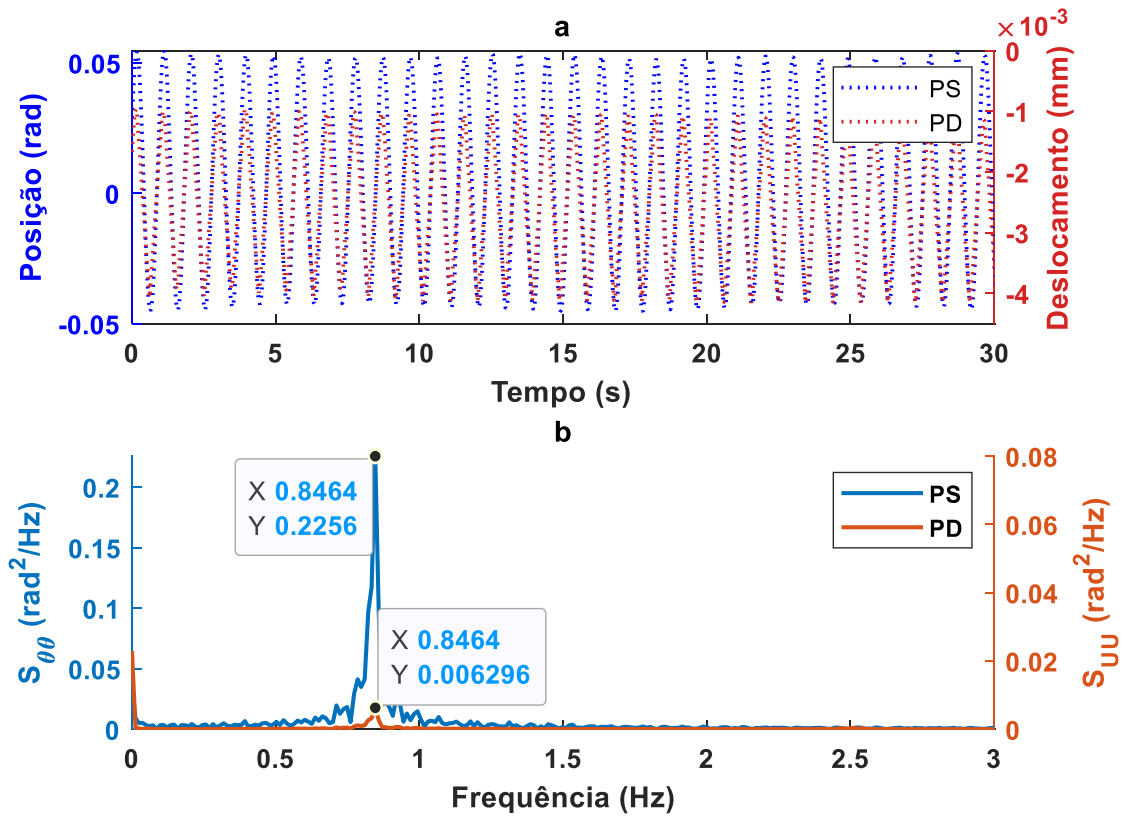


Figura 4.20 Evolução temporal do ângulo de tempo $\theta(t)$ e do movimento de base $U_b(t)$ (a), autoespectro de potência $S_{\theta\theta}(\text{rad}^2\text{Hz}^{-1})$, e $S_{UU}(\text{rad}^2\text{Hz}^{-1})$ (b) para frequência de $\Omega = 0.9H$.

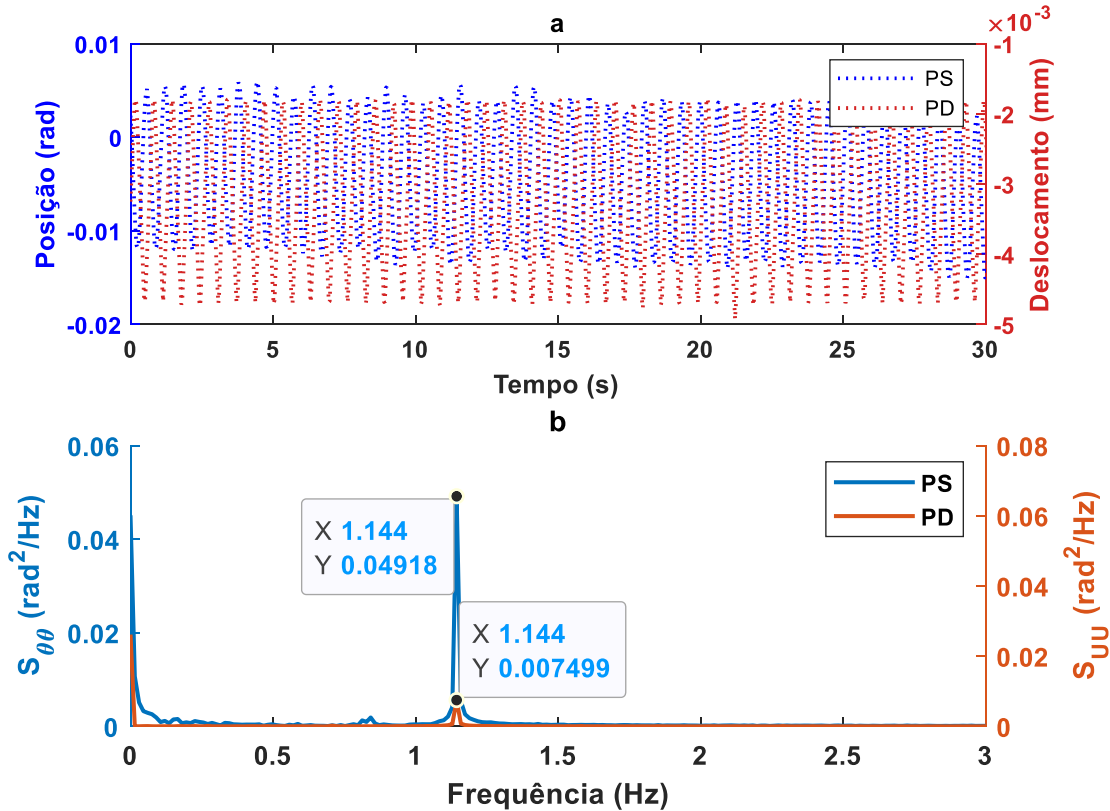


Figura 4.21 Evolução temporal do ângulo de tempo $\theta(t)$ e do movimento de base $U_b(t)$ (a) , autoespectro de potência $S_{\theta\theta}(\text{rad}^2\text{Hz}^{-1})$, e $S_{UU}(\text{rad}^2\text{Hz}^{-1})$ (b) para frequência de $\Omega = 1.1\text{H}$.

Efetuararam-se as estimativas de amplitude máxima do ângulo do pêndulo θ_o e de movimento de base U_{bo} as ambas a técnica temporal e de Parseval estreito, para inúmeras frequências de excitação Ω . O fator de amplificação $\theta_o/U_{bo}(\Omega)$, obtido experimentalmente, foi ajustado a modelo analítico de transmissibilidade (Eq. (4.16) por meio do CFTool.

A Figura 4.22 apresenta as funções de resposta em frequência de transmissibilidade $\theta_o/U_{bo}(\Omega)$ para os pêndulos de comprimento $L = 255\text{mm}$, 200mm e 150mm , e o ajuste CFTool para o comprimento $L = 255\text{mm}$. O ajuste CFTool para os outros comprimentos $L = 200\text{mm}$ e 150mm sobrepuseram-se ao ajuste CFTool para $L = 255\text{mm}$. Os deslocamentos da PD foram $U_{bo} \approx 1.35 \pm 0.15\text{mm}$.

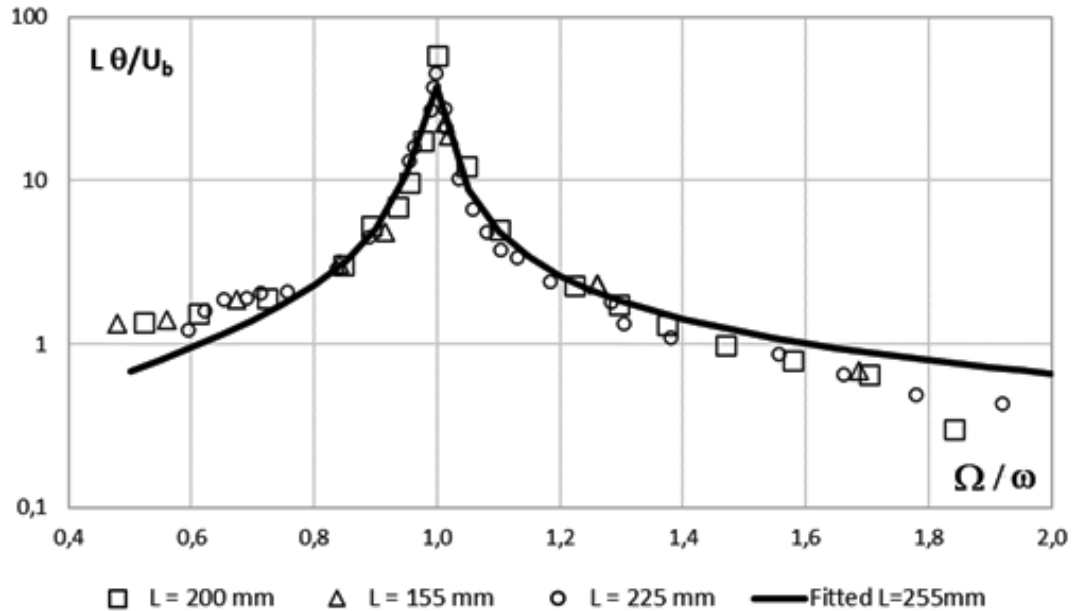


Figura 4.22 Transmissibilidade do ângulo do pêndulo relativo ao movimento de base $\theta_o/1U_{bo}$ (Ω) para os resultados experimentais para os comprimentos $L = 150\text{ mm}$, 200 mm e 255 mm , e o ajuste CFTool do modelo para os dados experimentais $L = 255\text{ mm}$.

Ao se compararem os resultados, o fator de amplificação para ambas as técnicas apresentou resultados semelhantes. Estimaram-se os parâmetros modais de frequências natural e razão de amortecimento por meio do ajuste não linear da curva teórica (3) pelo CFTool.

Na Tabela 4.3, compararam-se os parâmetros modais de frequência natural $f_n(\text{Hz})$ e razão de amortecimento ξ (Ω) por ajuste não linear (CFTool) a partir da transmissibilidade $\theta_o/1U_{bo}$ (Ω) por RMS e por Parseval estreito. As regressões apresentaram ajuste com coeficiente de R^2 próximo do unitário para ambas as séries de dados. Os resultados de frequência natural evidenciaram um erro relativo inferior a 3%, 0% e 0.1% para os comprimentos $L = 150\text{ mm}$, 200 mm e 255 mm , respectivamente.

Tabela 4.3 Comparação dos parâmetros modais de frequência natural e razão de amortecimento por ajuste não linear (CFTool) a partir da transmissibilidade $\theta_o/1U_{bo}$ (Ω) por RMS e por Parseval estreito.

L (m)	RMS			Parseval		
	f_n (Hz)	ξ (%)	R^2	f_n (Hz)	ξ (%)	R^2
0.150	1.226	1.82	0.998	1.265	1.50	0.985
	± 0.010	± 0.65		± 0.004	± 0.50	
0.200	1.128	0.71	0.999	1.128	0.43	0.995
	± 0.002	± 0.11		± 0.005	± 0.67	
0.255	0.992	1.23	0.985	0.993	1.15	0.953
	± 0.002	± 0.96		± 0.004	± 0.19	

Para avaliação das variações de frequências foi utilizado o procedimento conhecido como gráfico de espinha (*backbone*) apresentado no gráfico da Figura 4.23, relação entre a razão de frequência não linear $f_n(\theta)$ com frequência natural f_n , e o ângulo do pêndulo θ . Entrando em regime não linear o sistema apresenta uma relação inversa entre a amplitude (θ) e a frequência natural f_n , na medida em que amplitude (θ) aumenta a frequência natural f_n diminui. Comparou-se a razão da solução analítica com os resultados obtidos por vibração livre $f_{free}(L)$ e por vibração forçada $f_{forc}(L)$ para os três comprimentos de pêndulo.

L (m)	f_n (Hz)	ξ (%)	R^2	f_n (Hz)	ξ (%)	R^2
	0.150	1.226	1.82	0.998	1.265	1.50
± 0.010		± 0.65	± 0.004		± 0.50	
0.200	1.128	0.71	0.999	1.128	0.43	0.995
	± 0.002	± 0.11		± 0.005	± 0.67	
0.255	0.992	1.23	0.985	0.993	1.15	0.953
	± 0.002	± 0.96		± 0.004	± 0.19	

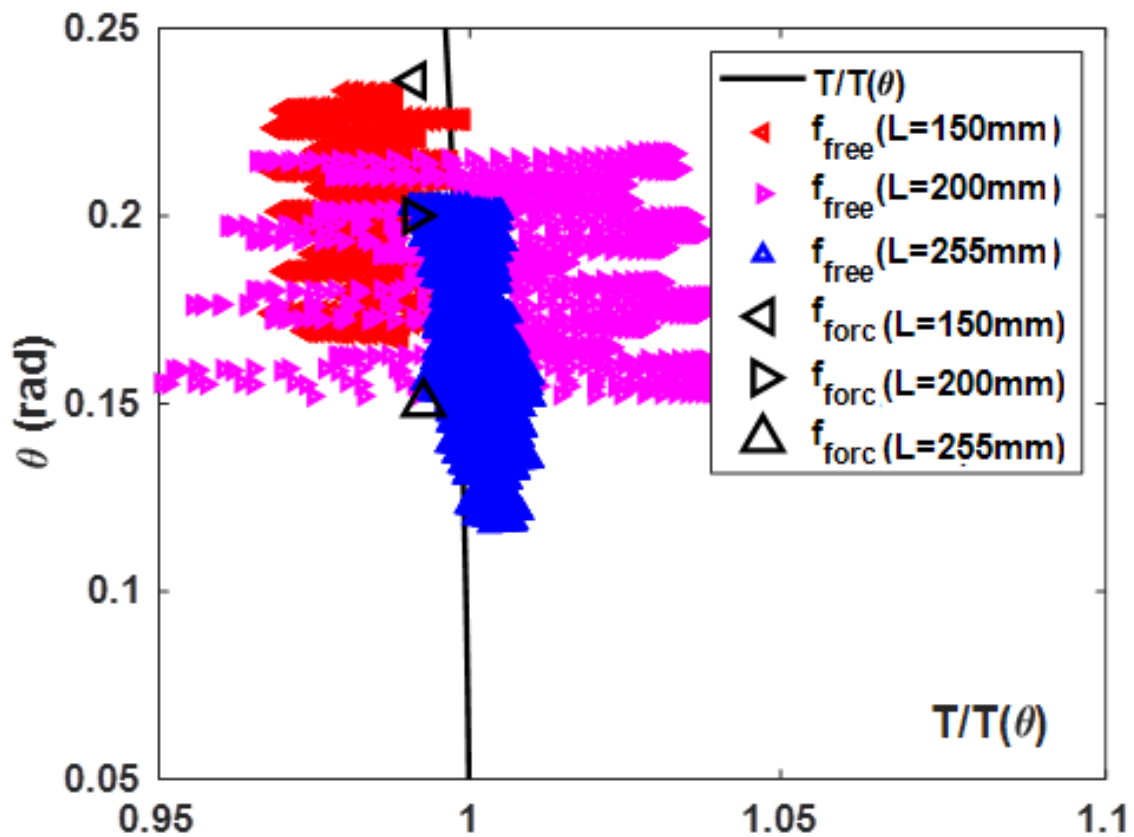


Figura 4.23 Backbone da razão de frequência $T/T(\theta)$ versus ângulo do pêndulo θ .

Os resultados de vibração livre para os comprimentos $L = 150, 200$ e 255mm foram obtidos por análise de frequência instantânea, período por período. Os resultados de vibração forçada relacionaram as frequências ressonantes e a amplitude máxima obtida pelo ensaio de transmissibilidade. Os resultados apresentaram uma dispersão limitada, corroborando o resultado teórico esperado.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho analisou e validou o comportamento dinâmico da mesa vibratória de baixo custo, realizada com guias lineares, motor de passo e placa Arduino para excitações periódicas de baixas frequências. A validação do comportamento dinâmico foi realizada por dois ensaios experimentais: (a) Ensaio I - o comportamento dinâmico da plataforma sozinha; (b) Ensaio II – a comparação dos ensaios dinâmicos comparados com o modelo teórico de transmissibilidade entre o movimento angular de pêndulo simples com excitação de base por meio de comparação. Ambos os ensaios foram realizados através de captura de movimento por vídeo, utilizando-se um smartphone e o programa *Tracker* (Brown and Cox 2009).

Os resultados de ambos os ensaios foram analisados no domínio do tempo e da frequência. Os ensaios foram realizados para o intervalo de frequências entre 0.3 Hz e 2.1 Hz (regime de baixas frequências).

Testou-se o comportamento dinâmico da plataforma sozinha (Ensaio I) para frequências entre 0.3 Hz e 2.1 Hz , para amplitude de 2.89 mm . Observou-se o sinal periódico experimental para deslocamento, velocidade e aceleração no tempo. Comparou-se o movimento com o comportamento teórico descrito pela série de Fourier com precisão. No domínio da frequência, os resultados experimentais corresponderam ao modelo matemático.

Analisou-se o comportamento dinâmico do pêndulo excitado por movimentação de base (Ensaio II) na seção 4.2. Inicialmente, efetuou-se a identificação dos parâmetros dinâmicos (frequência natural e amortecimento) do pêndulo simples sujeitos à vibração livre para três comprimentos de pêndulo. Verificou-se a influência não linear do ângulo no período de oscilação. Compararam-se os resultados de frequência natural e amortecimento por meio de técnica no domínio da frequência (determinando o pico do autoespectro de potência DSP), e no domínio do tempo (ajuste não linear de sinal temporal amortecido CFTool). Ambos os resultados apresentaram satisfatória correlação entre si.

Finalmente, realizou-se a determinação da função de resposta em frequência de transmissibilidade angular do pêndulo devido à movimentação de base da mesa vibratória. Para tanto, as razões experimentais entre ângulo do pêndulo e deslocamento da mesa vibratória foram determinadas, utilizando-se os valores rms (no domínio do tempo), e pico de frequência (no domínio de frequência) dos sinais dinâmicos. Ambas as razões de transmissibilidade (obtidas por dados experimentais no domínio do tempo e da frequência) apresentaram resultados semelhantes, visto que a primeira frequência do sinal periódico é dominante. Devido às baixas amplitudes das excitações, os resultados das funções de transmissibilidade para os três comprimentos de pêndulo apresentaram suficiente correlação com o modelo teórico. Ao se comparar os resultados de frequência natural e razão de amortecimento para os ensaios de vibração livre e forçada, os resultados evidenciaram valores em mesma ordem de escala.

Houve variações devido à precisão inerente aos dispositivos (de baixo custo) de excitação e aquisição de sinais onde se apresentou limitações de recursos e espaço acorrentes ao trabalho domiciliário, obtendo imagens cru, evidenciando-se a falta da otimização das imagens por exemplo com tripode de maior precisão, lentes ou polarizador. A construção da relação frequência-ângulo demonstrou esta variação entre os resultados de vibração livre e vibração forçada, atestando-se razoável correlação entre os resultados empreendidos.

A mesa vibratória GEDUSE representou, portanto, contribuição fundamental para o laboratório de vibrações, convertendo-se em uma ferramenta valiosa para a consolidação na prática dos conceitos da engenharia, como instrumento barato, prático, idealizado para o uso educacional; com grande capacidade de aplicação na avaliação de fundamentos teóricos, na implementação da eletrônica, da matemática e do estudo do comportamento dinâmico.

Os autores sugerem para aumentar a eficiência do dispositivo:

Realizar outros estudos com técnicas que permitam reduzir as folgas dos sistemas, diretamente os ruídos apresentados, em quanto à aquisição de dados, por

exemplo, implementação de filtros para captação de vídeos, aumento da estabilidade da câmara.

Realização de trabalhos futuros, o estudo da resposta dinâmica de um absorvedor de coluna líquida sintonizada (ACLS) excitado.

LISTA DE REFERÊNCIAS

- Â. Huang. 2018. Desenvolvimento de uma plataforma de simulação sísmica de demonstração para pequenos modelos. Dissertação de Mestrado. FEUP. Universidade do Porto.
- Allegro Microsystems, L. (n.d.). www.allegromicro.com.
- Amrani, D., Paradis, P., & Beaudin, M. 2008. Approximation expressions for the large-angle period of a simple pendulum revisited. *Mexican Physics Magazine E (Espanhol)*, 54(1), 59–64.
- Arnold, F. J., Arthur, R., Bravo-Roger, L. L., Gonçalves, M. S., & Oliveira, M. J. G. de. 2011. Estudo do amortecimento do pêndulo simples: uma proposta para aplicação em laboratório de ensino. *Revista Brasileira de Ensino de Física*, 33(4), 4311–4311.
- Avanço, R. H. 2015. Análise da dinâmica não-linear de pêndulos com excitação paramétrica por um mecanismo biela-manivela. Tese de Doutor em Ciências. USP São Carlo.
- Bauer, A. R. de O. 2018. Desenvolvimento de um sistema para acionamento de motores de Pasoo para Confecção de Núcleos de Transformadores. Federal, Universidade Maria, D E Santa Cachoeira, Campus Sul.
- Bernal, M., Aponte, J., & Carrillo, J. 2015. Control systems for shake tables: A critical review. *Ingeniería y Desarrollo*, 33(2), 331–355.
- Bezerra Jr, A. G., De Oliveira, L. P., Lenz, J. A., & Saavedra, N. 2012. Videoanálise com o software livre *Tracker* no laboratório didático de física; Movimento parabólico e segunda Lei de Newton. *Cad. Bras, Ens. Fís*, 29, 469–490.
- Blomgren, H.-E., Pei, S., Jin, Z., Powers, J., Dolan, J. D., van de Lindt, J. W., Barbosa, A. R., & Huang, D. 2019. Full-Scale Shake Table Testing of Cross-Laminated Timber Rocking Shear Walls with Replaceable Components. *Journal of Structural Engineering*, 145(10), 04019115.
- Bonventi Jr., W., & Aranha, N. 2015. Estudo das oscilações amortecidas de um pêndulo físico com o auxílio do “Tracker.” *Revista Brasileira de Ensino de Física*, 37(2), 2504-1-2504–2509.
- Brites, F. G., & Santos, V. P. de A. 2008. Motor de Passo. In *Telecom.Uff.Br*.
- Brown, D., & Cox, A. J. 2009. Innovative Uses of Video Analysis. *The Physics Teacher*, 47(3), 145–150.

- Carmona, J. E. C., Avila, S. M., & Doz, G. 2017. Proposal of a tuned mass damper with friction damping to control excessive floor vibrations. *Eng. Struct.*, 148, 81–100.
- Carrillo, J., Ruíz, N. M. B., & Porras, P. 2013. Evaluación Del Diseño De Una Pequeña Mesa Vibratoria Para Ensayos En Ingeniería Sismo-Resistente/Design Evaluation of a Small Shake Table for Tests on Earthquake-Resistant Engineering. *Ciencia e Ingeniería Neogranadina*, 23(1), 89–105.
- Christie, M. D., Sun, S., Deng, L., Ning, D. H., Du, H., Zhang, S. W., & Li, W. H. 2019. A variable resonance magnetorheological-fluid-based pendulum tuned mass damper for seismic vibration suppression. *Mech. Syst. Signal Process*, 116, 530–544.
- Da, J., Albarello, R., & Pereira Duarte, K. 2013. OSCILAÇÃO E VELOCIDADE DO PÊNULO SIMPLES NA MODELAGEM MATEMÁTICA Swing speed and the pendulum simple mathematical modeling. *Vivências*, 917, 83–94.
- Damcı, E., & Şekerci Ç. 2019. Development of a Low-Cost Single-Axis Shake Table Based on Arduino. *Experimental Techniques*, 43, 179–198.
- Fiorino, L., Macillo, V., & Landolfo, R. 2017. Shake table tests of a full-scale two-story sheathing-braced cold-formed steel building. *Engineering Structures*, 151, 633–647.
- Flores, P., & Claro, J. C. P. 2007. *Cinemática de Mecanismos 2. Análise Descritiva de Mecanismos*. Universidade do Milho Guimarães.
- Gerges, S. N. 2005. *Ruídos e Vibrações Veiculares 1a edição*.
- Günday, F. 2021. Analytical and experimental modal analysis of gfrp benchmark structure using shake table. *Int. J. Eng. Res. Technol.*, 8, 157–165.
- Hermanrud, O. C. 2017. Active and passive damping systems for vibration control of metal machining equipment.
- Hirata, G., Alvarez, J., & Cuesta, R. 2014. Control of the position of a shake table: Application to the monitoring of seismic signals. XVI Latin American Congress of Automatic Control (Espanhol), October, 976–981.
- Kushner, D. (2011). The Making of Arduino. *IEEE Spectrum* - Article.
- Lang, G. F., & Snyder, D. 2001. Understanding the Physics of Electrodynamic Shaker Performance. *Sound&Vibration*, October, 1–10.
- Lignos, D. G., Hikino, T., Matsuoka, Y., & Nakashima, M. 2013. Collapse Assessment of Steel Moment Frames Based on E-Defense Full-Scale Shake Table Collapse Tests. *Journal of Structural Engineering*, 139(1), 120–132.

- Liu, W., Qin, C., Liu, Y., He, W., & Yang, Q. 2016. Shaking Table Tests on Earthquake Response Characterization of a Complex Museum Isolated Structure in High Intensity Area. *Shock and Vibration*, 23.
- Liu, Y., Baker, F., He, W., & Lai, W. 2019. Development, assessment, and evaluation of laboratory experimentation for a mechanical vibrations and controls course. *Int. J. Mech. Eng. Educ.*, 47(4), 315–337.
- Mendes, R. C. F. 2013. Desenvolvimento De Bancada De Calibração De Microdinamômetros Elétricos. Universidade de Brasília.
- Mendes, R. C. F. 2015. Estudo do fator de Indução Axial em turbinas de eixo horizontal. Universidade de Brasília.
- Nabarrete, A. 2005. *Vibrações em Sistemas Mecânicos*.
- Oliveira, L. P. R. 2003. *Interação Entre Os Excitadores De Vibração E a Estrutura Sob Estudo Em*.
- Peña, L. A. . 2017. *Resposta Dinâmica de Edificações Adjacentes Acopladas: Considerações Sobre a Interação Solo-Estrutura*. Universidade de Brasília.
- Pereira, N. A. S. 2015. *Estudo de uma Plataforma Vibratória Destinada à realização de Ensaio Laboratoriais*. Universidade de Porto.
- Pérez, L., Avila, S., & Doz, G. 2017. Experimental study of the seismic response of coupled buildings models. *Procedia Eng.*, 199, 1767–1772.
- Quanser. (n.d.). *Operation Simple Components Workstation Shake table ii*.
- Quesadac, R. C. 2019. *Controle de Vibrações*. Editora e Distribuidora Educacional S.A. Vol. 51.
- Rambla, A. M. 2017. *Construcción y comportamiento dinámico de un sistema estructural de tres grados de libertad para uso académico*. UCR Vol. 1, Edição 9.
- Rao, S. 2008. *Rao Vibrações Mecanicas*. Vol. 3.
- Reis, P. M. R. Dos. 2020. *Atividades com smartphones para o ensino de física: Uma proposta para o ensino de movimento uniforme e queda livre (Edição Junho)*.
- Resende, D. V. 2018. *Estudo numérico experimental de controle via um sistema de pêndulo invertido*. Universidade de Brasília.
- Resende, D. V., Morais, M. V. G. de, & Avila, S. M. 2018. Experimental study of a passive inverted pendulum control system. *MATEC Web of Conferences*, 211, 02005.

- Resende, D. V., Morais, M. V. G. de, & Avila, S. M. 2020. Experimental Analysis of One-Degree-of-Freedom (1DoF) Dynamic System Controlled by Optimized Inverted Pendulum. *J. Vib. Eng. Technol.*, 8(3), 471–481.
- Reyes, J. M. 2017. Diseño, prototipaje y caracterización de una mesa sísmica de 1 grado de libertad a escala. 135.
- Ri, L. L. D., & Moraes., F. de H. 2019. Análise de um sistema de aquisição de dados de vibrações mecânicas de baixo custo. IV Encontro de Iniciação Científica e Tecnológica IV EnICT, 2526–6772, 06.
- Ruiz, F. P. 2019. Control de motores en entorno MATLAB sobre plataforma Arduino. Universidad de Alcalá Escuela Politécnica Superior.
- S. Monk. 2016. Movimento, luz e som com Arduino e Raspberry Pi.
- Santos, V. D. A. 2008. Motor de Passo. In *Telecom.Uff.Br*.
- Schajer, G. S. 2021. A build-at-home student laboratory experiment in mechanical vibrations. *Int. J. Mech. Eng. Educ.*, 0(0), 1–13.
- Schoettler, M., Restrepo, J., Guerrini, G., Duck, D. E., & Carrea, F. 2012. A Full-Scale, Single-Column Bridge Bent Tested by Shake-Table Excitation. DEEDS.
- Serrano, M. I. 2007. Controle De Força De Um Servoatuador Hidráulico Através Da Técnica De Linearização Por Realimentação. Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- Silva, S. da. 2009. Vibrações Mecânicas - Notas de Aulas. 151.
- Sinchi, L. E. V. 2016. Diseño de una Mesa Vibratoria Unidireccional, con Diferentes Elementos Estructurales. Universidad de Guayaquil.
- Soeiro, N. S. (UFPA). 2001. Análise Modal Experimental.
- Soeiro, S. N. 2008. Curso de Fundamentos de Vibrações e Balanceamento de Rotores, Universidade Federal do Pará.
- Tang, Y., Zhu, Z. C., Shen, G., & Li, X. 2016. Improved feedforward inverse control with adaptive refinement for acceleration tracking of electro-hydraulic shake table. In *JVC/Journal of Vibration and Control* Vol. 22, Edição 19.
- UFRN, L. S. da. (n.d.). LabSis - Laboratório Sismológico. <http://www.labsis.ufrn.br/boletins>
- Van de Lindt, J. W., Pryor, S. E., & Pei, S. 2011. Shake table testing of a full-scale seven-story steel-wood apartment building. *Engineering Structures*, 33(3), 757–766.

- Vassiliou, M. F., Broccardo, M., Cengiz, C., Dietz, M., Dihoru, L., Gunay, S., Mosalam, K. M., Mylonakis, G., Sextos, A., & Stojadinovic, B. 2021. Shake table testing of a rocking podium: Results of a blind prediction contest. *Earthq. Eng. Struct. Dyn.*, 50(4), 1043–1062.
- Vassiliou, Michalis F., Cengiz, C., Dietz, M., Dihoru, L., Broccardo, M., Mylonakis, G., Sextos, A., & Stojadinovic, B. 2021. Dataset from the shake table tests of a rocking podium structure. *Earthq. Spectra*, 37(3), 2107–2125.
- Vieira, L. P., & Aguiar, C. E. 2016. *Práticas À Apresentação Expositiva De Conceitos Físicos, Auxiliando O Aluno a S.*
- Xu, X., Pavlovskaia, E., Wiercigroch, M., Romeo, F., & Lenci, S. 2007. Dynamic interactions between parametric pendulum and electro-dynamical shaker. *ZAMM Zeitschrift Fur Angewandte Mathematik Und Mechanik*, 87(2), 172–186.
- Zhao, B., Gao, H., Wang, Z., & Lu, Z. 2018. Shaking table test on vibration control effects of a monopile offshore wind turbine with a tuned mass damper. *Wind Energy*, 21(12).

APÊNDICE A – CÓDIGO ARDUINO CONTROLE DO MOTOR DE PASSO

Primeiramente, estabelece-se e define-se o uso dos pinos da placa Arduino: escolhem-se os pinos com características digitais e na ordem de sua localização em função dos pinos do drive controlador A4988, de forma a manter uma conexão limpa, ordenada e de fácil entendimento e localização; e realizando-se a definição dos nomes, de acordo com as funções do drive.

Em seguida, faz-se a definição das (b) variáveis de entradas do código, as quais são estabelecidas pelo usuário e determinado a execução de acordo com a configuração do drive-motor, o que permite a caracterização para estabelecer o tempo de pausa depois de cada instrução, o sentido do movimento, o modo de passo da configuração e o número de voltas do motor. Logo é estabelecida a comunicação com o notebook e desenvolve-se a (c) habilitação dos pinos e a definição das instruções para os pinos de entrada e saída. Realiza-se a configuração passo a passo dos comandos de (b) Reset, Enable.

O sentido de rotação e a frequência do motor configuram a definição das quantidades e modo de passo do motor, assim como as pausas no motor a cada habilitação da instrução (ligado/desligado), necessária para garantir o funcionamento e vida útil do motor. O Void Teste Motor descreve a função executada pelo motor, contabilizando quantidade de passos em uma direção determinada de forma crescente, o que fica determinado, etapa a etapa pela configuração de modo de passo.

Faz-se a configuração dos cinco modos de opções de movimento do motor por meio do drive controlador. Eles ficam dispostos para sua seleção no void loop. No modo Full, o motor realiza 200 passos por voltas à configuração dos pinos, e todos em baixa (LOW); no modo Half, o motor realiza 400 passos por volta. Na configuração, o primeiro pino está em alta e os outros dois, em baixa (Low); no modo Half, o motor realiza 800 passos por volta. Na configuração, o segundo pino está em alta (High), e o primeiro e o terceiro pinos, em baixa (Low); No modo 1/8, o

motor realiza 1600 passos por volta. Na configuração, o primeiro e o segundo pinos estão em alta (High) e o terceiro, em baixa (Low); no modo 1/16, o motor realiza 3.200 passos por volta. Na configuração, todos os pinos estão em alta.

Em (d), a operabilidade do motor está de acordo com as definições do usuário na função void loop(), sendo programada a função da seleção desejada da frequência, por meio da definição dos parâmetros estabelecidos em função do tempo e modo de passos do motor, e em função do deslocamento pela quantidade de voltas.

```
// Controle de Motor de Passo com Modulo driver A4988

// Driver A4988 / Motor de Passo Bipolar Nema 17/ Arduino Uno / IDE 1.8.13

// Definições das Portas Digitais do Arduino - Driver A4988

int DIR = 5;           // Porta digital D05 - Direção (Direction)
int STP = 6;          // Porta digital D06 - Passo (Step)
int SLP = 7;          // Porta digital D07 - Pausa (Sleep)
int RST = 8;          // Porta digital D08 - Redefinir (Reset)
int MS3 = 9;          // Porta digital D09 - MS3
int MS2 = 10;         // Porta digital D10 - MS2
int MS1 = 11;         // Porta digital D11 - MS1
int ENA = 12;         // Porta digital D12 - Ativa (Enable)
int MeioPeriodo;     // MeioPeriodo do pulso STEP em microsegundos
float PPS = 0;        // Pulsos por segundo
boolean sentido = true; // Variavel de sentido
long PPR = 200;       // Número de passos por volta
long Pulsos;          // Pulsos para o driver do motor
int Voltas;           // Voltas do motor
float RPM;            // Rotações por minuto

void setup()
{
  Serial.begin(9600);
```



```

DDRD = DDRD | B11111100;      // Configura Portas D02 até D07 como saída
disa_A4988();                 // Desativa o chip A4988

DDRB = 0x0F;                  // Configura Portas D08 até D13 como saída
digitalWrite(SLP, HIGH);      // Desativa modo sleep do A4988
rst_A4988();                   // Reseta o chip A4988
ena_A4988();                   // Ativa o chip A4988
}

void rst_A4988()
{
digitalWrite(RST, LOW);        // Realiza o reset do A4988
delay (10);                    // Atraso de 10 milisegundos
digitalWrite(RST, HIGH);      // Libera o reset do A4988
delay (10);                    // Atraso de 10 milisegundos
}

void disa_A4988()
{
digitalWrite(ENA, HIGH);      // Desativa o chip A4988
delay (10);                    // Atraso de 10 milisegundos
}

void ena_A4988()
{
digitalWrite(ENA, LOW);       // Ativa o chip A4988
delay (10);                    // Atraso de 10 milisegundos
}

void HOR()                      // Configura o sentido de rotação do Motor
{
Serial.println(" Sentido Horario ");
}

```

```

digitalWrite(DIR, HIGH);          // Configura o sentido HORÁRIO
}

void AHR()                        // Configura o sentido de rotação do Motor
{
  Serial.println(" Sentido anti-Horario ");
  digitalWrite(DIR, LOW);        // Configura o sentido ANTI-HORÁRIO
}

void PASSO()                      // Pulso do passo do Motor
{
  digitalWrite(STP, LOW);        // Pulso nível baixo
  delayMicroseconds (MeioPeriodo); // MeioPeriodo de X microsegundos
  digitalWrite(STP, HIGH);       // Pulso nível alto
  delayMicroseconds (MeioPeriodo); // MeioPeriodo de X microsegundos
}

void FREQUENCIA()                // calcula Pulsos, PPS e RPM
{
  Pulsos = PPR * Voltas;         // Quantidade total de Pulsos (PPR = pulsos por volta)
  PPS = (MeioPeriodo)/ (2);      // Frequencia Pulsos por segundo
  RPM = (PPS * 60) / PPR;        // Calculo do RPM
}

void FULL()
{
  Serial.println(" Passo Completo PPR = 200 ");
  PPR = 200;                      // PPR = pulsos por volta
  digitalWrite(MS1, LOW);        // Configura modo Passo completo (Full step)
  digitalWrite(MS2, LOW);
  digitalWrite(MS3, LOW);
}

```

```

void HALF()
{
  Serial.println(" Meio Passo PPR = 400 ");
  PPR = 400;                // PPR = pulsos por volta
  digitalWrite(MS1, HIGH);  // Configura modo Meio Passo (Half step)
  digitalWrite(MS2, LOW);
  digitalWrite(MS3, LOW);
}

void P1_4()
{
  Serial.println(" Micro-passo 1/4 PPR = 800 ");
  PPR = 800;                // PPR = pulsos por volta
  digitalWrite(MS1, LOW);   // Configura modo Micro Passo 1/4
  digitalWrite(MS2, HIGH);
  digitalWrite(MS3, LOW);
}

void P1_8()
{
  Serial.println(" Micro-passo 1/8 PPR = 1600 ");
  PPR = 1600;              // PPR = pulsos por volta
  digitalWrite(MS1, HIGH); // Configura modo Micro Passo 1/8
  digitalWrite(MS2, HIGH);
  digitalWrite(MS3, LOW);
}

void P1_16()
{
  Serial.println(" Micro-passo 1/16 PPR = 3200 ");
  PPR = 3200;              // PPR = pulsos por volta

```

```

digitalWrite(MS1, HIGH);          // Configura modo Micro Passo 1/16
digitalWrite(MS2, HIGH);
digitalWrite(MS3, HIGH);
}
void TesteMotor()
{
Print_RPM ();                    // Print Voltas, PPS e RPM
HOR();                          // Gira sentido Horario
for (int i = 0; i <= Pulsos; i++) // Incrementa o Contador
{
PASSO();                        // Avança um passo no Motor
}
disa_A4988();                  // Desativa o chip A4988
delayMicroseconds (MeioPeriodo); // MeioPeriodo de X microsegundos
ena_A4988();                   // Ativa o chip A4988

AHR();                          // Gira sentido anti-Horario
for (int i = 0; i <= Pulsos; i++) // Incrementa o Contador
{
PASSO();                        // Avança um passo no Motor
}
disa_A4988();                  // Desativa o chip A4988
delayMicroseconds (MeioPeriodo); // MeioPeriodo de X microsegundos
ena_A4988();                   // Ativa o chip A4988
}
void Print_RPM ()
{
FREQUENCIA();                  // calcula Pulsos, PPS e RPM
}

```

```

Serial.print(" Voltas= ");
Serial.print(Voltas);
Serial.print(" Pulsos= ");
Serial.print(Pulsos);
Serial.print(" PPS= ");
Serial.print(PPS, 2);
Serial.print(" RPM= ");
Serial.println(RPM, 2);
}
void loop()
{
  Serial.println();           // Mostra a configuração no Monitor Serial
  FULL();                    // Selecione o modo de passo
  //HALF();                  // desmarque só o comentario acorde à opção do modo desejada
  //P1_4();
  //P1_8();
  //P1_16();
  Voltas = 1;                // Selecione o numero de Voltas
  MeioPeriodo = 1000;       // Configure os atrasos desejado
  TesteMotor();              // Inicia teste do motor
}

```

APÊNDICE B CÓDIGO MATLAB

B.1 – IMPORTE DE DATA

```
% Limpeza operacional

clear all;
close all;
clc

% Base de dados
load '1200'.mat

% Contagem do tempo e Variáveis
dt = t(2)-t(1) ;
N = length(theta) ;
fs = 1/dt;
df = fs/(N-1);
f = 0:df:df*(N-1);

% Plotagem
figure('name','1200')

% Diagrama de fase
subplot(221), plot(y,v)
xlabel('Displacement (m)')
ylabel('Velocity (m/s)')
title('a')

% Janela Hamming
w = hanning(N);
w = ones(N,1);

% Autoespectros
[Sxx2,f2] = pwelch(theta,w,0,N,fs);
n = floor(N/2);

% Formato Gráfico
subplot(222), plot(f2(1:n),db2mag(10*log10(Sxx2(1:n))))
xlabel('Frequency (Hz)')
ylabel('Acceleration (m/s^2)')
legend('2.1 Hertz')
axis([0 2 0 0.08])
title('b')

subplot(223), plot(t,y)
xlabel('Time (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
title('c')
```

B.2 – DIAGRAMA DE FASE/RESP. TEMPORAL/ AUTOESPETRO

```
% Limpeza operacional
clear all
close all
clc

% Importe a data - Data de Excel Nome - Localização de arquivo
sheetname = '1200' ;
[~, ~, raw] =
xlsread('D:\Ledymar\Documentos\base_de_dados_FFT',sheetname,'A
3:D4397');
raw(cellfun(@(x) ~isempty(x) && isnumeric(x) && isnan(x),raw))
= {''};

% Definição de variáveis
t = data(:,1);
theta = data(:,2);
y = data(:,3);
x = data(:,4);

% Limpeza de variáveis temporárias
clearvars data raw R;
save(sheetname,'t','theta','y','x')
```

B.3 – TRANSMISSIBILIDADE

```
% Limpeza operacional

clear all
close all
clc

% Dados experimentais

% Comprimento do pendulo (mm)
L = 255;

% RMS
Omg1 = [0.591 0.618 0.649 0.686 0.708 0.751 0.831 0.882 0.949 ...
        0.957 0.984 0.987 0.992 1.005 1.008 1.029 1.050 1.073 ...
        1.097 1.123 1.176 1.274 1.294 1.370 1.545 1.651 1.768 1.907];

Theta_Ub1 = [1.220 1.582 1.869 1.906 2.059 2.101 2.887 4.520 13.261 ...
             16.090 27.052 37.284 45.647 27.376 21.152 10.245 6.679 4.856 3.789 ...
             3.352 2.399 1.808 1.342 1.101 0.870 0.648 0.489 0.434];

% FFT
Omg2 = [0.591 0.616 0.640 0.683 0.766 0.831 0.888 0.949 0.950 ...
        0.972 0.993 0.999 0.995 1.005 1.003 1.002 1.025 1.033 ...
        1.076 1.133 1.166 1.233 1.308 1.365 1.458 1.541 1.653 1.773 1.909];

Theta_Ub2 = [1.447 1.592 1.688 1.932 2.117 2.893 4.234 13.079 16.256...
            28.863 35.760 56.623 41.376 30.449 31.157 27.388 10.373 6.592 4.874...
            3.371 2.410 1.815 1.348 1.095 0.950 0.832 0.612 0.486 0.388];

% Formato Gráfico
hold on
plot(Omg1,Theta_Ub1)
plot(Omg2,Theta_Ub2)
xlabel('Hertz (rad)')
ylabel('Transmissibilidade ( )')
legend('RMS','FFT')
hold off

% Modelo Matemático
%(x/omg)/sqrt((1-(x/omg)^2)^2 + (2*xi*x/omg)^2)

cftool
```