

Artigo

APLICAÇÃO DE UM ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES EM SISTEMAS DO TIPO PASSARELAS.

Alberto Dias Vasconcelos Neto ^[1], Rômulo Pierre Batista dos Reis ^[2]

^[1] Universidade Federal Rural do Semiárido, Engenharia Mecânica; Alberto Dias Vasconcelos Neto; bebetodvn@gmail.com

^[2] Universidade Federal Rural do Semiárido, Engenharia Mecânica; Rômulo Pierre Batista dos Reis; romulopierre@ufersa.edu.br

Data da defesa: 06/fevereiro/2020;

Resumo: Ao longo dos anos a necessidade de pontes maiores e mais leves vem aumentando, como consequência a exigência do comportamento dinâmico dessas estruturas passa a ser um fator limitante para esses projetos. Nesse aspecto, este trabalho de veio teórico experimental, busca utilizar um modelo simplificado com análise de estrutura. A estrutura foi aproximada por parâmetros concentrados e verificada a influência de um absorvedor dinâmico de vibrações, na supressão da amplitude vibracional de um determinado modo de excitação. Aliado a isto foi projetada uma bancada experimental para representar a estruturas levemente amortecida e o absorvedor. A estrutura foi caracterizada por vibração livre para uma determinada frequência de excitação. Sendo a estrutura forçada a vibrar por um conjunto motor corrente contínua e massa desbalanceada. O absorvedor foi construído em material metálico composto por massa e mola. Sendo este sintonizado na frequência do modo de vibração escolhido. Após o experimento, o resultado prático foi confrontado com o teórico. A rigidez helicoidal da mola do AMS teórica foi de 144N/m e a experimental de 174N/m, ao aplicar o sistema massa mola na estrutura da passarela em vibração, obteve-se uma redução na amplitude vibracional de 81%.

Palavras-chave: Estrutura tipo pórtico; ADV; AMS; Absorvedor dinâmico; Frequência natural.

1. INTRODUÇÃO

Segundo Rao [1] (p. 05 – 424), a maioria das atividades humana gera alguma forma de vibração. De tal forma que essa vibração pode gerar benefícios, como é o caso da audição que por meio da vibração dos tímpanos nos permite identificar os sons. Entretanto há também aspectos negativos, como exemplo, podemos citar o simples fato de pessoas atravessarem uma passarela, que ao caminhar gera vibrações na estrutura que podem favorecer a condição de ressonância, provocando o seu desgaste e consequentemente reduzir a vida útil da estrutura. Um exemplo das consequências dessas vibrações e da necessidade de seu controle é o desastre ocorrido na china em 1994, em que um grupo de estudantes propositalmente provocaram a excitação de uma passarela levando a morte de 38 pessoas [2, 3].

A frequência das ações decorrentes de caminhar, correr ou deslocamento de um veículo, pode se aproximar da frequência associada a um dos modos de vibração da estrutura (frequência natural), assim conduzindo ao aumento das amplitudes dos deslocamentos e acelerações, causando desconforto nos usuários e ou ruptura da estrutura.

A norma brasileira NBR 7188 [4], define valores característicos para ações de veículos e pedestres em pontes, viadutos e passarelas. Porém a norma é generalista e superficial quando se refere a carregamentos e principalmente vibrações oriundas de pedestres em passarelas, fazendo com que o projetista considere o pedestre como sendo uma carga móvel uniformemente distribuída de 5 KN/m².

Segundo SÉTRA [5], as vibrações em passarela são bastante amplas para se descrever o fenômeno e identificar os parâmetros que possuem relevância no dimensionamento dessas estruturas e metodologias para análise dinâmica de passarelas através de ensaios. Desse modo é apresentado um método para cálculo das frequências naturais, modos e a resposta do carregamento pela passarela. Os fatores de carga dinâmica são dependentes da velocidade, da frequência das caminhadas e das características individuais de cada pedestre.

Com a necessidade cada vez maior de transpor obstáculos, pode-se encontrar facilmente estruturas tipo passarelas sobre rios, avenidas, lagos, vales e outras aplicações. Aliado isto cresce o número de acidentes envolvendo essas estruturas, que por sua vez tornam-se objeto de estudo em busca de melhorias da vida útil da estrutura através do controle vibracional.

Dentre os mecanismos mais aplicados para atenuar ou controlar efeitos vibracionais, pode-se citar a aplicação do amortecedor de massa sintonizada (AMS), ou também chamado de absorvedor dinâmico de vibração (ADV), que através de um sistema massa-mola-amortecedor acoplado a um sistema principal passível de vibração, realiza o controle vibracional de maneira passiva [6]. Este tipo de controle reduz a demanda de dissipação de energia da estrutura, transferindo parte da energia vibracional para o ADV. No entanto o ADV deve estar sintonizado próximo a frequência natural da estrutura [8]. No projeto de um ADV, para um sistema com 1 grau de liberdade (1GDL) utiliza-se a equação (1),

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - M \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (1)$$

que é obtida a partir da solução da equação do movimento do sistema ADV acoplado a 1GDL [1]. Um exemplo prático da eficácia da aplicação desse tipo de sistema pode ser observado também em sistemas de isolamento para um grau de liberdade em vibração pendular [7]. Segundo Dallard apud Daniel Henrique (2006), relatam que o problema de vibração ocorrido na passarela Millennium, em Londres foi atenuado através do emprego de 4 pares de amortecedores de massa sintonizada (AMS) para vibrações horizontais e 26 pares direcionados para vibrações verticais. Reduzindo assim a resposta dinâmica da estrutura.

Nesse contexto, este trabalho de cunho teórico experimental teve como motivação estudar e realizar a aplicação de absorvedores dinâmicos de vibração em estruturas bi apoiada, permitindo prolongar a vida útil da estrutura aliado ao aumento da confiabilidade da mesma.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Foi construída uma estrutura simplificada que representa uma aproximação de uma passarela. A passarela será forçada a vibrar em sua frequência de ressonância (15 Hz) pela aplicação de um motor CC (corrente contínua) com massa desbalanceada, associado a uma fonte de tensão variável a qual com o auxílio de um acelerômetro e um osciloscópio pode-se verificar a frequência de excitação da estrutura. Em paralelo e com o auxílio de um sensor LVDT serão então registrados os sinais de deslocamento linear. Em seguida será implantado o AMS, para então realizar novamente o monitoramento por meio de medições dos deslocamentos

da estrutura. Com os resultados gerados será feita uma análise e discussão deles, além da comparação com o que mostra a literatura. Os resultados serão gerados no domínio do tempo e da frequência.

2.1 Estrutura

A estrutura utilizada para apoio é uma base de aço com forma retangular já fabricada e dimensões específicas de; altura(h) = 0,78m, largura(l) = 0,6m e comprimento(c) = 1,01m. A representação da passarela foi feita por uma lâmina graduada fabricada em aço inox com especificações; espessura(e) = 0,0012m, largura(l) = 0,0327m, comprimento(c) = 1,0257m e peso(p) = 0,2951kg. Ao apoiar a lâmina na estrutura ela permitiu a transposição de um vão de 0,565m. Segue abaixo, na Figura 1 o esquema ilustrativo do sistema principal e auxiliar montado.

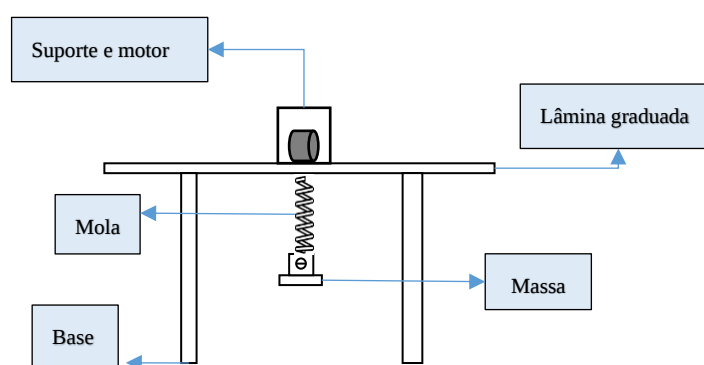


Figura 1 - Representação esquemática da estrutura com o absorvedor dinâmico

2.2 Motor

Para provocar as vibrações no sistema, fez-se uso de um motor de controle de videogame e este foi caracterizado através do desenvolvimento de uma bancada para verificar a rotação do motor. Nesta bancada o motor é fixado a uma base e alimentado por uma fonte de tensão elétrica regulável. A massa desbalanceada fixa no eixo do motor é posicionada de tal forma que a cada rotação interrompa um feixe de luz infravermelho. O feixe de luz é produzido por um par transmissor receptor infravermelho, cujo sinal é emitido pelo transmissor infravermelho e captado pelo receptor. A cada interrupção do feixe gera um pulso elétrico que é coletado por um osciloscópio. O osciloscópio verifica a frequência com que o pulso se repete e esta frequência é a rotação do motor elétrico de corrente contínua. Na Figura 2 é apresentado um esboço da montagem experimental idealizada para medir a rotação do motor.

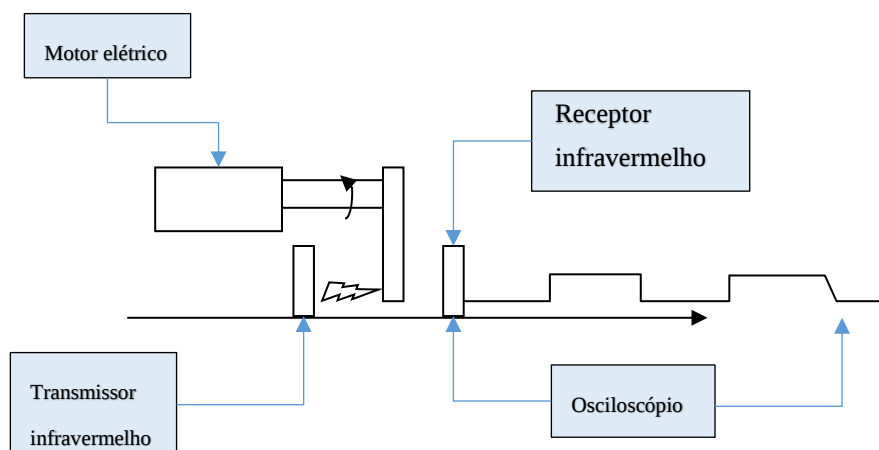


Figura 2 - Diagrama esquemático para medir a rotação do motor

O motor elétrico representado na Figura 2 teve sua massa excêntrica pesada em uma balança de três dígitos de precisão e foi calculado o centróide e em relação ao eixo de rotação do motor. A massa medida e a excentricidade calculada foram utilizadas para estimar a força harmônica produzida pela rotação dos motores.

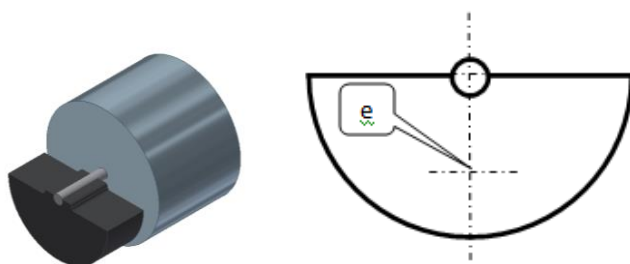


Figura 3 - Desenho do motor elétrico

2.3 Sistema Auxiliar

O absorvedor dinâmico foi projetado para que a amplitude de deslocamento da massa M na direção de X_1 fosse à menor possível. Para isso o sistema composto pela estrutura mais massa auxiliar foi modelado matematicamente como sendo um sistema massa mola amortecedor com dois graus de liberdade como ilustrado na Figura 4. O valor do amortecimento C foi estimado experimentalmente por meio do decremento logarítmico. Porém, inicialmente o valor de C é desprezado.

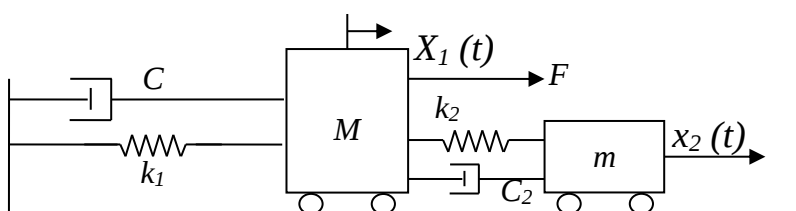


Figura 4 - Modelo do sistema com absorvedor

A equação governante para o modelo matemático da Figura 4 pode ser escrita da forma da Eq. (2) e Eq. (3)

$$M\ddot{x}_1 + c\dot{x}_1 + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) = F_0\sin\omega t \quad (2)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (3)$$

A máxima amplitude em regime permanente para M e m pode ser dada pelas Eq. (1), descrita anteriormente na introdução deste trabalho.

Atendendo ao objetivo de minimizar a amplitude da massa M o numerador da Eq. (3) foi igualado a zero, dessa forma a frequência natural do sistema auxiliar fica dado pela Eq. (4). Segundo Rao, quanto maior for a razão m/M maior será a diferença entre as frequências naturais do sistema resultante [1]. Neste caso foi adotado uma razão $m/M > 0,05$.

$$\omega = \omega_n = \sqrt{\frac{k_2}{m}} \quad (4)$$

Idealizou-se um sistema massa mola auxiliar como o esquematizado na Figura **Erro! Fonte de referência não encontrada.** 4. A massa m foi obtida através de uma porca de peso (16 g) correspondente a necessidade do sistema, então a massa foi aplicada a Eq. (5) para se determinar a rigidez k_2 . Pela resistência dos materiais a rigidez helicoidal para a mola (K_2) do absorvedor pode ser calculada pela Eq. (5). A mola aplicada ao sistema auxiliar foi obtida no comercio local, a mesma caracterizada como sendo composta por fio musical. Diante disso, tirou-se as medidas experimentais da mola de modo que fosse possível sua caracterização e consequentemente determinar a rigidez k_2 .

$$k_2 = \frac{d^4 G}{8.D^3.n} \quad (5)$$

Onde as variáveis representam:

- d- Diâmetro do arame (0,0009 m).
- G- Módulo elasticidade, que para este material foi considerado fio musical de valor correspondente a 82,7GPa [9].
- D- Diâmetro da espiral (0,0163 m).
- n- Número de espiras ativas (11).

Para coletar os dados necessários para o dimensionamento da rigidez da mola, fez se uso também de um LVDT da fabricante Ametek Solartron de modelo DF/5, sensibilidade $52.77mV/V/mm$, tensão 10V e corrente contínua. Segue abaixo, Figura 5 a ilustração do sistema auxiliar montado com LVDT.

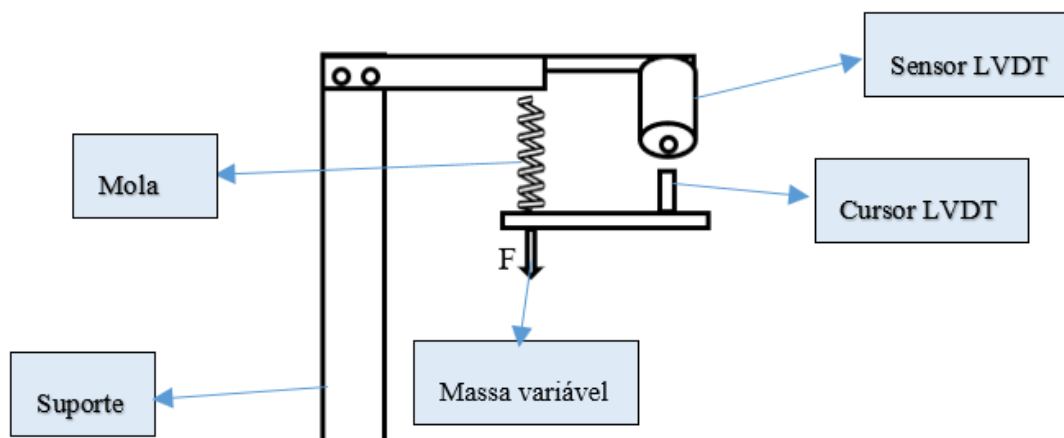


Figura 5 – Caracterização da mola do Sistema auxiliar

Outro dispositivo relevante para a construção do trabalho foi o acelerômetro da fabricante Analog Devices, de modelo ADXL202. O acelerômetro foi responsável por fornecer a amplitude e frequência de excitação que o motor estava provocando na passarela, a leitura desses dados foram obtidas através de um osciloscópio.

3. RESULTADOS

Na fotografia da Figura 6 encontra-se o sistema principal e auxiliar (absorvedor dinâmico), montado com o motor e acelerômetro. Representado anteriormente pelo desenho da Figura 1.

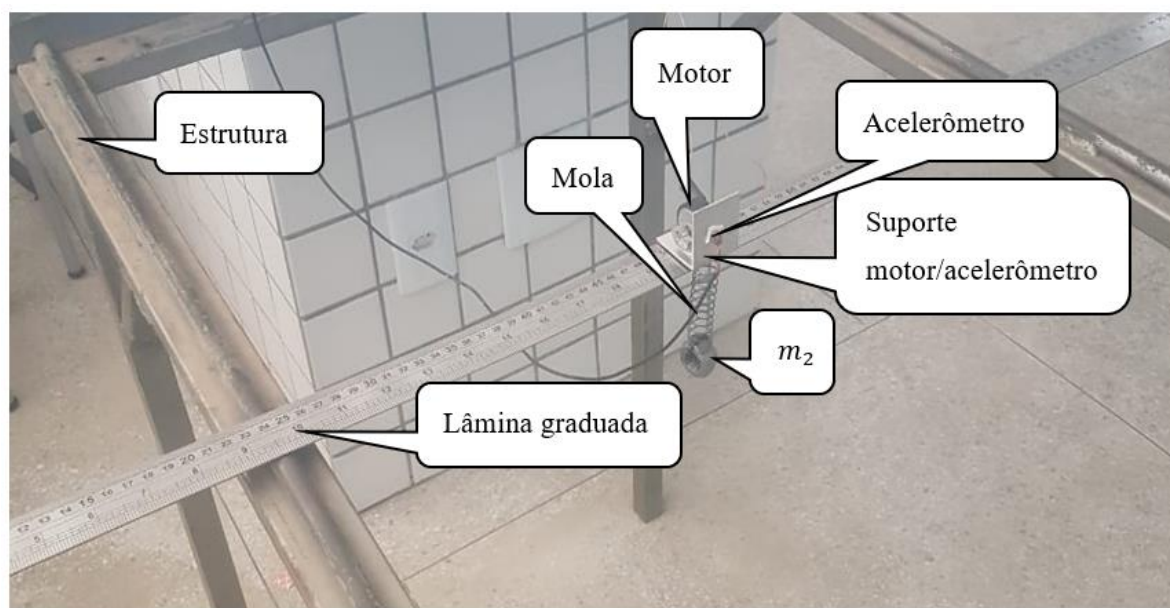


Figura 6 – Foto do sistema completo

3.1 Caracterização do motor e estimativa da força de excitação

O valor de frequência em função da tensão de alimentação para o motor é apresentado na Tabela 1 e plotado na Figura 7, onde é possível regular a fonte de tensão para ajustar a rotação do motor provocando uma vibração de alta amplitude que se aproxime da frequência natural da lâmina.

Tabela 1 - Pontos tensão x frequência dos motores

Tensão na fonte (volt)	Motor f (Hz)
1,0	7,0
1,5	12,7
1,8	15,0
2,0	16,0
2,5	20,5
3,0	24,6
3,5	27,6

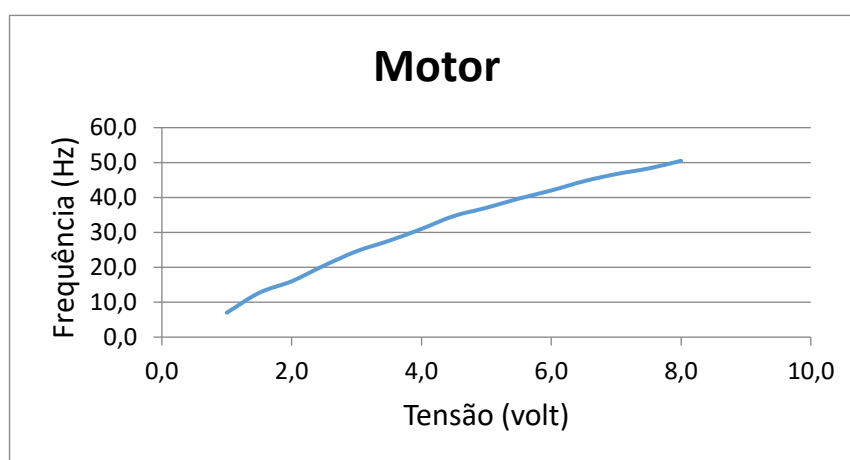


Figura 7 - Curva tensão x frequência dos motores.

3.2 Caracterização da mola do sistema auxiliar

Para dimensionar a relação massa-mola necessária na fabricação do AMS, fez-se uso de uma estrutura associada a um LVDT, desenho representativo na Figura 5 e fotografia na Figura 8. Primeiro determinou-se a rigidez helicoidal da mola através da Equação 5, encontrando um valor teórico de 144 N/m com o primeiro resultado obtido através da equação disponível na literatura buscou-se realizar testes ao qual a mola foi submetida a massas de valores conhecidos previamente (valores demonstrados na Tabela 2) e em conjunto com o LVDT verificava-se a tensão gerada em função do deslocamento permitindo determinar a rigidez real da mola, através da Figura 9 pode-se observar o valor da rigidez encontrado de 174,02 N/m com erro de 0,2148 e comparar com a rigidez teórica.

Tabela 2 - Pontos tensão x Massas

Tensão LVDT (volt)	Massa (g)
4,8	0,587423
3,48	1,142865
2,24	1,699288
0,62	2,253651
-1,01	2,80203
-2,62	3,332948

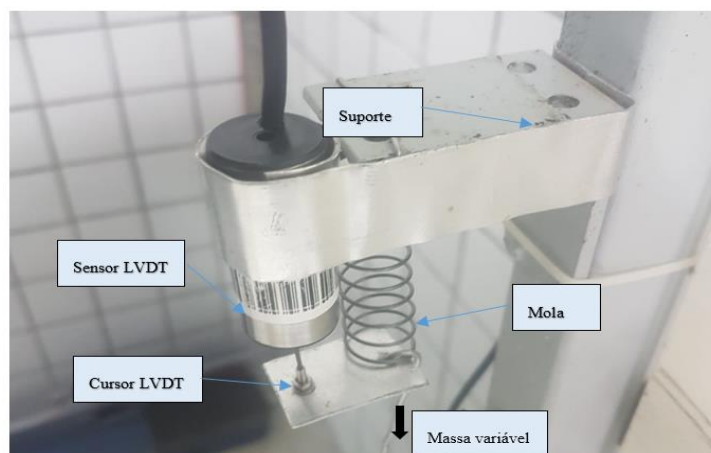


Figura 8 - Fotografia sistema LVDT.

A Figura 9 expressa a reta que relaciona os valores das massas aplicadas e já dimensionadas na Tabela 2, com a tensão gerada no LVDT decorrente do deslocamento que a massa provocou na mola e ao inserir a Equação 5 na ferramenta Excel, chegou-se ao valor de 174,02 N/m. Permitindo então observar o deslocamento provocado na mola, através da força aplicada na mesma.

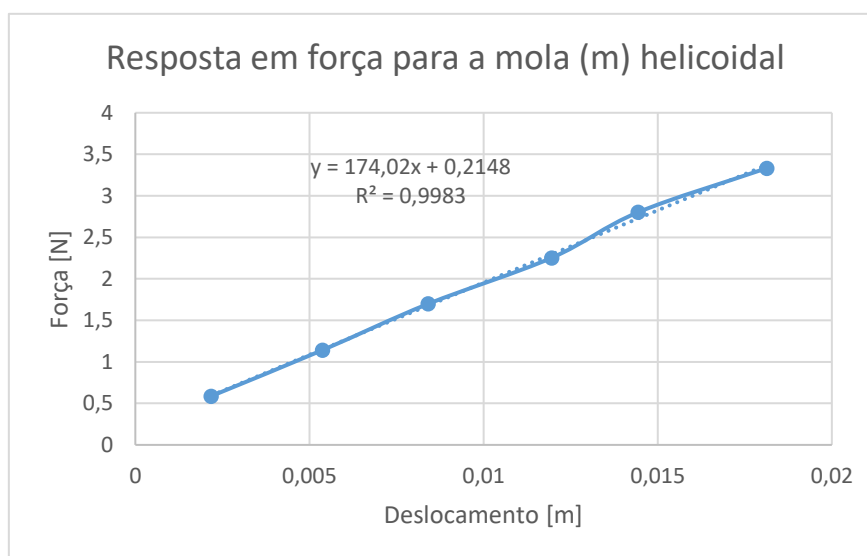


Figura 9 - Deslocamento mola 2 em função da massa.

3.3 Respostas do sistema

Com o auxílio do acelerômetro e a visualização das amplitudes através do osciloscópio para a mesma frequência de excitação, pode-se então comparar os resultados para o sistema com e sem a aplicação do AMS. A Figura 10 demonstra os efeitos da vibração no sistema sem o AMS, sendo possível observar uma amplitude de 4,28V para uma tensão com frequência de 15,72Hz, que quando comparado aos resultados obtidos na Figura 11 (vibração com o AMS), demonstra uma grande atenuação na amplitude da vibração sofrida pelo sistema quando comparado a amplitude de vibração inicial sem a aplicação do AMS, visto que o valor de tensão cai de 4,28 V para 784mV.



Figura 10 - Amplitude sem MAS



Figura 11 - Amplitude com MAS

4. CONCLUSÃO

Neste trabalho conclui-se que o modelamento matemático representa de maneira eficiente o sistema de vibração mecânica com dois graus de liberdade, onde o valor da rigidez da mola m medido experimentalmente se encontra compatível com o valor teórico, pois no cálculo teórico encontrou-se 144 N/m e no experimental o valor obtido foi de 174 N/m. Em termos de redução da amplitude, neste caso foi possível atenuar cerca de 81% a amplitude de vibração, fato esse que pode ser observado através das Figuras 10 e 11, pois são fotos do osciloscópio onde medem a amplitude de vibração da estrutura sem e com a aplicação do AMS para a mesma frequência de 15Hz.

5. AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar gostaria de agradecer ao meu orientador Prof. Dr. Rômulo Pierre Batista dos Reis por todo apoio intelectual e material oferecido. Agradeço ainda a Universidade federal Rural do Semi Árido por ceder espaços e materiais dos laboratórios de vibrações mecânica e engenharia elétrica.

6. REFERÊNCIAS

- [1] RAO, Singiresu S. *Vibrações mecânicas*, 4. ed.; Editora: Pearson Prentice Hall São Paulo, Brasil, 2009; p. 05–424.
- [2] GOMES, Daniel Henrique Moreira. Controle da resposta dinâmica de uma passarela de pedestres da cidade de Brasília com a utilização de amortecedores de massa sintonizada. Dissertação, Universidade de Brasília, Brasília, 2006.
- [3] KASPERSKI, M. The Response of Pedestrians to Lively Footbridges. 6° European Conference on Structural Dynamics - EUROLYN, Paris, França, 2005.
- [4] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 7188: Carga móvel rodoviária e de pedestres em pontes, viadutos, passarelas e outras estruturas. Rio de Janeiro: ABNT, 2013.
- [5] SÉTRA / AFCG “Footbridges – Assessment of vibrational behavior of footbridges under pedestrian loading – Practical Guidelines”, 2006.
- [6] Soong, T. T.; Dargush. G. F. *Passive Energy Dissipation Systems in Structural Engineering*. Chichester: John Wiley & Sons, 1997.
- [7] Reis, Rômulo P. B.; Silva, Antonio A. Aplicações de Sistemas de Isolamento e Controle de Vibração: Absorvedor dinâmico de vibrações pendular
- [8] Avila, S.M. Controle Híbrido para Atenuação de Vibrações em Edifícios (tese), Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2002.
- [9] Richard G.; Keith Nisbett J. *Elementos de Máquinas de Shigley*, 8rd ed.; AMGH Porto Alegre, Brasil, 2011; p. 534–1084 (eq. Da rigidez helicoidal e parâmetros do fio da mola)