

Redução de vibração em uma viga bi-apoiada com neutralizador dinâmico de vibrações instalado

Vibration reduction in a bi-supported beam with Dynamic Neutralizer Vibrations installed.

Roberto Canedo Rosa

engcanedorosa@gmail.com

Ricardo Victória de Holanda

ricardo.holanda@ifg.edu.br

Resumo

O trabalho proposto consiste em avaliar a eficiência do uso de um neutralizador dinâmico de vibrações (NDV), dispositivo secundário que é acoplado a uma estrutura principal com função de atenuar a amplitude de vibração em uma determinada frequência. As vibrações podem causar danos em habitações, devido a fadiga, e afetar diretamente a saúde das estruturas. O projeto aqui apresentado utiliza o controle passivo, NDV, para reduzir essas vibrações indesejáveis. Um NDV é um dispositivo clássico de engenharia que consiste em um sistema massa-mola capaz de atenuar o movimento de vibração em apenas uma coordenada espacial, associada a uma frequência específica nomeada frequência de sintonia. Uma viga metálica bi-apoiada foi construída e suas frequências naturais foram determinadas através de uma análise modal experimental (AME). O peso do elemento de massa e o parâmetro de rigidez da mola do NDV foram determinados a partir da frequência de 26,61 Hz selecionada pela AME da viga. A validação da proposta de redução de vibração na estrutura foi realizada medindo-se a resposta em amplitude de aceleração na frequência de ressonância da viga, com um motor excitando a estrutura no modo selecionado, com e sem o NDV instalado, obtendo-se uma redução de 76,95% da vibração.

Palavras-Chave: *vibração; controle passivo; neutralizador dinâmico; análise modal experimental.*

Introdução

A evolução tecnológica na engenharia civil permitiu a construção de estruturas mais leves e esbeltas e consequentemente um aumento na transmissão de vibrações. As oscilações excessivas nas construções civis podem ocasionar

a fadiga dos elementos das estruturas, desconfortos acústicos, como também comprometer a saúde das mesmas.

A ponte Millenium em Londres, Figura 1, sofreu com as vibrações excessivas logo após a inauguração. De acordo com Silva (2010) descobriu-se que a

passagem constante de pessoas provocava um deslocamento de até 70 mm no meio vão central da ponte. As vibrações produzidas pela ação humana apresentavam frequências correspondentes, aproximadamente, ao primeiro modo de vibração da estrutura.



Figura 1
Ponte
Millenium
em Londres.
Fonte: SILVA,
2010.

Segundo Silva (2010) o problema da ponte Millenium em Londres foi resolvido com técnicas de controle passivo: absorvedores dinâmicos de vibração (ADV) e amortecedores viscosos. O caso ficou mundialmente conhecido e alertou a comunidade internacional de engenheiros e projetistas para o problema de vibrações em pontes.

Diante do efeito prejudicial das vibrações em estruturas, é essencial o seu controle. Para Marra (2007) o controle de vibrações é o conjunto de medidas que visam manter a resposta dinâmica

de um sistema estrutural abaixo dos níveis máximos considerados permitidos. Silva (2005) propõe três soluções para a redução dos níveis de vibração.

1. Atuar sobre a força de excitação, eliminando-a, reduzindo sua amplitude e/ou alterando a sua frequência;
2. atuar sobre a estrutura, variando seus parâmetros dinâmicos (massa, rigidez e amortecimento);
3. acoplar um sistema auxiliar ao sistema principal ou primário,

procurando neutralizar a vibração e seus efeitos.

A atuação sobre a força de excitação se torna algo extremamente complexo uma vez que apresenta variáveis aleatórias de difícil manipulação como o vento, vibrações geradas por movimentação de veículos automotivos ou pedestres, e ruídos gerados por equipamentos acoplados a estrutura como ar-condicionado e tubulações de água. Atuar sobre a estrutura, também, se torna um problema de difícil execução pela robustez das construções e pelas dificuldades encontradas na modificação do projeto inicial, podendo gerar poluição visual. A terceira solução de acoplamento de um sistema secundário à estrutura primária torna-se viável em várias aplicações por sua versatilidade e diminuição dos problemas anteriormente relatados.

O controle passivo de vibrações envolve entre outras técnicas a utilização de dispositivos que aplicam força de reação e/ou dissipam energia vibratória do sistema de interesse. Esses elementos são conhecidos como neutralizadores dinâmicos de vibrações (NDV) ou absorvedores dinâmicos de vibrações (ADV) e não necessitam de potência externa para sua operação (BAVASTRI, 1997).

Partindo da premissa de que o controle de vibrações em estruturas é de

fundamental importância para a diminuição de ruídos e para a saúde das construções civis, o trabalho proposto tem como objetivo avaliar experimentalmente a eficiência do neutralizador dinâmico de vibrações acoplado a uma viga metálica bi-apoiada com uma força de excitação em ressonância com o primeiro modo de vibrar da viga.

Fundamentação teórica

Neutralizador dinâmico de vibração

O neutralizador passivo massa-mola é adicionado ao sistema vibrante acrescentando um grau de liberdade. A adição do sistema-massa mola pode ser chamada de neutralizador, sistema secundário ou ainda sistema auxiliar. O valor da massa e da rigidez é selecionado de forma que a oscilação do sistema original seja mínima para a frequência de sintonia (INMAN, 1996).

Composto por massa e rigidez o NDV, Figura 2, deve ser construído observando o parâmetro de frequência natural da estrutura que se deseja atenuar a vibração. A sintonização entre as frequências (Estrutura-NDV) modifica a resposta do sistema, uma vez que a energia de vibração antes dissipada apenas pela estrutura passa a ser amenizada pelo NDV.

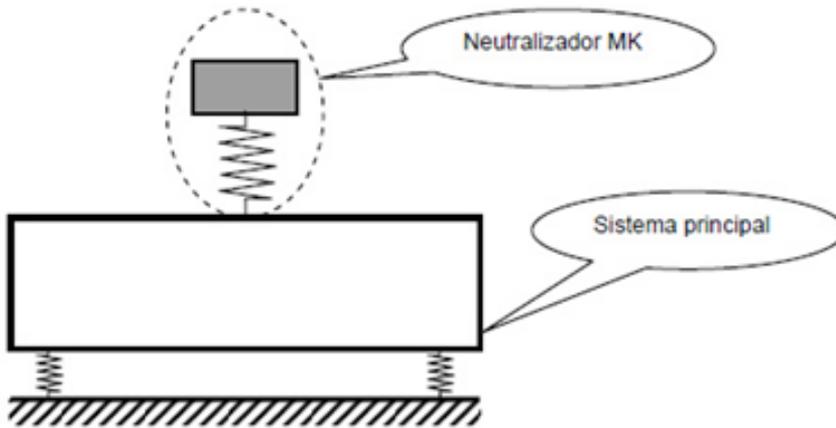


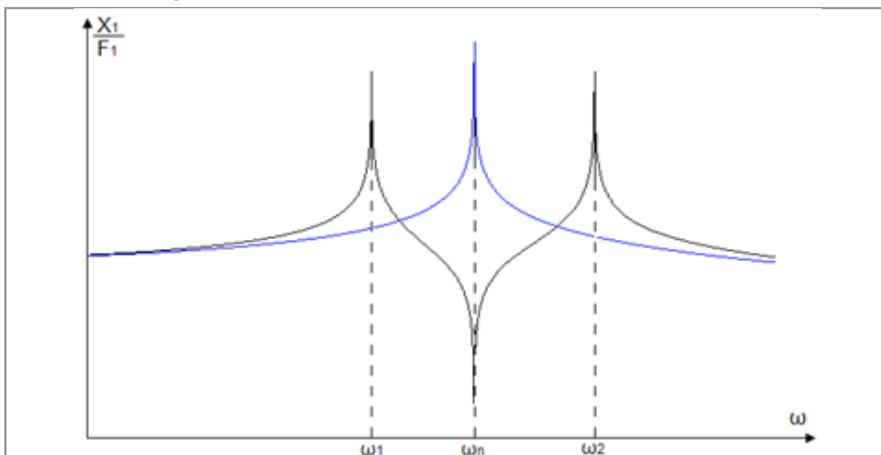
Figura 2
Neutralizador
dinâmico de
vibrações.
Fonte: SILVA,
2005.

Segundo Den Hartog (1956), ao fixar o sistema secundário em um determinado ponto da estrutura principal onde se deseja eliminar a amplitude vibratória, gera-se forças de reação, redistribuindo a energia vibratória no espectro de frequência, alterando a função resposta em frequência (FRF) de forma tal que elimina a frequência na-

tural original do sistema primário, e faz surgir duas novas frequências naturais em torno da frequência extinta. Desta maneira consegue-se neutralizar o efeito destrutivo da frequência de ressonância na estrutura, tornando o deslocamento nulo no ponto de maior amplitude. No Gráfico 1 é possível visualizar esse comportamento descrito.

GRÁFICO 1

Comparação gráfica da frequência de ressonância do sistema primário com e sem o neutralizador acoplado.



Fonte: BAVASTRI, 2011.

Análise modal

A análise modal é o processo constituído de técnicas teóricas e experimentais que possibilitam a construção de um modelo matemático representativo do comportamento dinâmico do sistema em estudo, a fim de determinar os seus parâmetros modais (frequências naturais, modos de vibração e fatores de amortecimento modal) (NÓBREGA, 2004).

A análise modal proporciona uma excelente base para interpretar o comportamento de estruturas em seus ambientes operacionais. Por exemplo, predições numéricas de respostas forçadas para investigar diferentes cenários e condições de uso, utilizando um modelo dinâmico virtual, etc. Essa é uma prática padrão em várias indústrias de alta tecnologia. Outras aplicações da análise modal podem ser na detecção de danos, atualização de modelos ou em modificação estrutural e controle (RAO, 2008).

Os métodos teóricos e numéricos da análise modal se fundamentam na modelagem e solução de equações diferenciais e através do princípio da superposição de sistemas dinâmicos lineares, o que permite transformar essas equações em problemas de autovalor e autovetor (MINETTE, 2014).

A análise modal teórica consiste inicialmente na definição das propriedades físicas e geométricas do sistema

estrutural (matrizes de: massa M , amortecimento C e rigidez K). Determina-se o modelo modal, composto de frequências naturais (ω) modos de vibração correspondente (ϕ_k) e fatores de amortecimento modal (ξ_k). Com esses parâmetros modais é possível estimar a resposta do sistema a uma determinada excitação, definindo um conjunto de respostas ao longo do tempo e de Funções de Resposta em Frequência (FRFs) (MELLO, 2014).

No estudo da resposta dinâmica de estruturas complexas, muitas vezes devido a algumas condições de carregamentos específicos ou dificuldade de se conhecer as propriedades de material e condições de contorno, existe uma dificuldade de se obter um modelo teórico confiável que permite reproduzir corretamente o seu comportamento dinâmico, principalmente quando se tenta caracterizar amortecimento (PRAZZO, 2011).

Na análise modal experimental é feito o processo inverso. As respostas do sistema são medidas experimentalmente, aplicam-se métodos para a obtenção dos parâmetros modais ω_k , ϕ_k , e ξ_k e, empregando técnicas apropriadas, é possível obter as propriedades da estrutura (M , C e K). A obtenção da FRF é o principal objetivo de uma caracterização dinâmica experimental, pois é a base para a derivação dos parâmetros

que caracterizam o modelo modal da estrutura (MELLO, 2014).

A técnica clássica para identificação dos parâmetros modais AME (Análise Modal Experimental) utiliza a medição, com o auxílio de acelerômetros, dos sinais de excitação (realizada artificialmente) e resposta da estrutura em estudo. Posteriormente, a estimação dos parâmetros é feita com o uso de algoritmos desenvolvidos, os quais permitem que se utilizem técnicas no domínio da frequência ou do tempo (VICTÓRIA, 2012).

Análise modal de um neutralizador dinâmico de vibrações

O sistema visualizado na Figura 3 representa um NDV, dotado de massa e rigidez, na posição vertical. De acordo com Rao (2008), em repouso, a massa penderá em uma posição denominada posição de equilíbrio estático, na qual a força da mola dirigida para cima equilibra exatamente a força gravitacional dirigida para baixo que age sobre a massa.

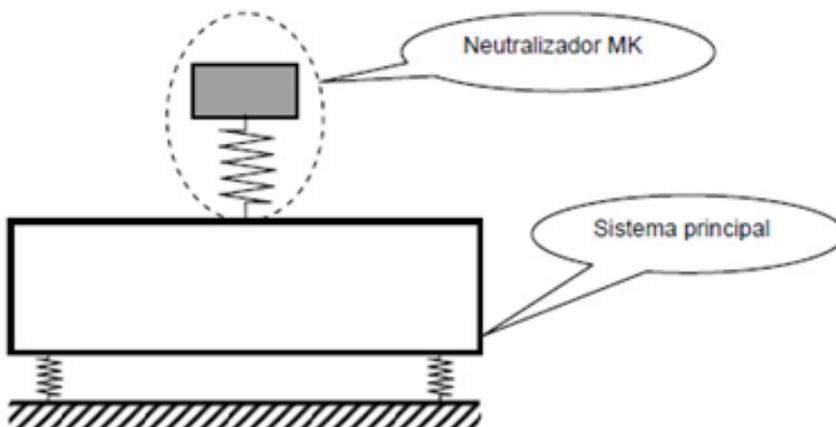


Figura 3
Representação esquemática de um NDV.
Fonte: O autor (2016).

A Equação 1 descreve o movimento do modelo representado na Figura 4.

$$m \frac{d^2x(t)}{dt^2} + kx(t) = 0 \quad (1)$$

onde 'm' representa a massa do sistema, 'k' a rigidez elástica da mola e 'x(t)' o deslocamento. A partir da solução da equação diferencial obtém-se a frequência natural de um NDV sem força

externa atuante. Na Equação 2 é possível visualizar a frequência natural do neutralizador quando não está acoplado a uma estrutura.

$$\omega_n \left(\frac{k}{m} \right)^{1/2} \quad (2)$$

onde ω_n é a frequência natural do sistema, ou seja, a frequência de oscilação sem força externa atuante.

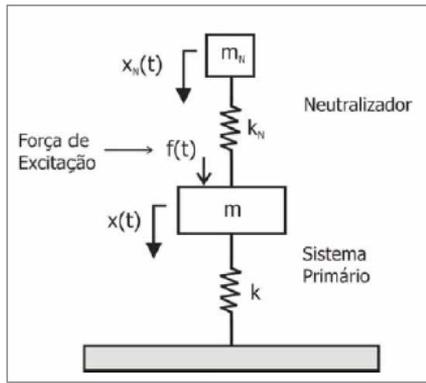
Análise modal de um sistema principal com NDV instalado

Um sistema de um grau de liberdade não amortecido apresenta resposta infinita quando excitado em sua frequência natural. Quando se implementa um neutralizador de vibrações, na verdade, o que se faz é transformar aquele sis-

tema em outro sistema com dois graus de liberdade. Nesse novo sistema, ter-se-á resposta infinita em cada uma de suas frequências naturais. Com isso, um adequado projeto da massa e da mola auxiliares (m_2 e k_2 respectivamente) possibilita que o novo sistema não mais apresente resposta infinita na frequência natural (ω_1) do sistema original, denominado, então sistema primário (MARRA, 2007). Na Figura 3 é possível verificar um modelo que representa o NDV acoplado a uma estrutura primária.

Considerando uma força de excitação da forma $F(t) = F_0 \sin \theta$ para o modelo da Figura 3 e aplicando a segunda lei de Newton é possível obter a Equação 3 na forma matricial.

Figura 3
Sistema com dois graus de liberdade.
Fonte:
INMAN, 1994.



$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1+k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

onde ' m_1 ' representa a massa do sistema primário, ' m_2 ' a massa do sistema secundário, ' k_1 ' a rigidez do sistema primário, ' k_2 ' a rigidez do NDV, e ' x_1 ' e ' x_2 ' os deslocamentos do sistema primário e do NDV respectivamente. Como se tem uma linearidade do sistema espera-se duas respostas de deslocamentos na forma $x_1 = x_1 \sin(\omega t)$ e $x_2 = x_2 \sin(\omega t)$. Assim, obtém-se como resposta as Equações 4 e 5.

$$x_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2) (k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (4)$$

$$x_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2) (k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (5)$$

Observando a equação da resposta para os deslocamentos é possível verificar que a amplitude de x_1 pode ser eliminada numa dada frequência ω , quando $\omega = \sqrt{(k_2/m_2)}$. Desta maneira, o valor da amplitude no sistema primário é nula e a amplitude do NDV é apresentada na Equação 6.

$$x_2(t) = - \frac{F_0}{k_2} \sin(\omega t) \quad (6)$$

Diante do apresentado, é possível avaliar que, caso a frequência natural do NDV seja projetada para ser igual à frequência natural do sistema primário,

a força exercida no neutralizador será de mesma magnitude, mas com sentido oposto da força que excita o sistema, levando a uma amplitude nula no sistema primário, causada por uma impedância infinita.

Análise modal de uma viga bi-apoiada

Para uma viga ser descrita como viga de Bernoulli-Euler ela deve ter dimensão da seção transversal pequena comparada com o seu comprimento; existência de uma linha neutra onde a viga não sofre nem tração nem compressão; ser de material elástico e homogêneo;

ter as seções planas, considerando que permanecem planas após a deformação e a curvatura da viga ser assumida pequena; serem consideradas muito pequenas ou desconsideradas as deformações por cisalhamento, a resistência inercial e a aceleração em rotação (aceleração angular) das seções retas da viga (MIGOTTO, 2011).

Diante das hipóteses de Bernoulli-Euler, a equação que descreve o comportamento da vibração transversal de vigas é determinada pela Equação 7. Para vibração livre, $f(x,t) = 0$.

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \right) + \rho A \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = f(x,t) \quad (7)$$

onde ' $w(x,t)$ ' representa a deflexão, ' E ' o módulo de elasticidade, ' I ' o momento de inércia, ' ρ ' a densidade, ' A ' a área de seção transversal, e ' $f(x,t)$ ' a força atuante. Supondo um movimento harmônico e admitindo as soluções propostas por Craig (1981) é possível obter a Equação 8, em que as frequências naturais ' ω_r ' de uma viga bi-apoiada podem ser determinadas a partir de seus modos de vibrar ' β_r ' e de suas características físicas.

$$\omega_r = \beta_r^2 \left(\frac{EI}{\rho A} \right)^{1/2} \quad (8)$$

Análise modal experimental

A análise modal experimental é fundamentada nas relações existentes entre a resposta de vibração de um ponto da estrutura e a força de excitação referente ao mesmo ponto, ou a de outro ponto qualquer, da estrutura. Desta maneira, é possível identificar as frequências naturais e a amplitude de vibração do sistema em questão através de sensores, como os acelerômetros, uma placa de aquisição de dados e um software computacional capaz de realizar a transformação do domínio do tempo para o domínio da frequência.

No campo experimental, os sinais de entrada (excitação) e de saída (resposta) são medidos no domínio do tempo e convertidos para o domínio da frequência pela Transformada rápida de Fourier (FFT), operação que é normalmente realizada pelo sistema de aquisição. Também no domínio da frequência, os dados de saída e entrada são divididos entre si para gerar o gráfico da função resposta em frequência (FRF), do qual podem ser extraídos os parâmetros dinâmicos do sistema, tais como, frequências naturais e fatores de amortecimento relacionados a cada modo de vibração (MELLO, 2014).

Para a aquisição dos sinais são utilizados elementos sensores tais como os acelerômetros. Esses dispositivos são transdutores, comumente piezoelétricos, que convertem energia mecânica em energia elétrica. Os acelerômetros são acoplados na estrutura que se deseja realizar a AME. Através de um sinal de entrada, força externa, e o sinal de saída, adquirido pelos acelerômetros, é possível identificar a FRF e adquirir o sinal no domínio do tempo e da frequência através da FFT. A FRF nesse caso é designada como acelerância.

De acordo com Rao (2008), quando um sistema é excitado, sua resposta exibe um pico acentuado na ressonância quando a frequência forçante

for igual à sua frequência natural e o amortecimento não for grande. A fase da resposta muda 180° quando a frequência forçante passa pela frequência natural da estrutura e a fase será de 90° na ressonância.

Algumas das hipóteses fundamentais da AME são:

- A estrutura é invariante no tempo (os parâmetros modais são constantes) e linear, ou seja, a resposta da estrutura a qualquer combinação de forças simultâneas é a soma das respostas individuais de cada uma das forças atuando isoladamente (NÓBREGA, 2004);
- a estrutura em teste pode ser descrita adequadamente por um modelo discreto (ALMEIDA, 2010 apud INMAN, 1994);
- as estruturas, além de apresentar comportamento linear, também devem ser ensaiadas sem que a força seja superior àquela que limita o comportamento linear (ALMEIDA, 2010 apud INMAN, 1994).

Materiais e metodologia

Um conjunto de molas com características distintas foram ensaiadas estaticamente a fim de obter suas constantes elásticas. As molas foram fixadas em sua extremidade superior em um painel

de forças (Figura 4). Na extremidade inferior foram dispostas massas previamente aferidas com auxílio de uma balança de precisão. A partir de massas distintas foi possível traçar a curva (Força x Deslocamento) de cada mola e encontrar a constante elástica através do coeficiente de inclinação da mesma.

As prováveis constantes elásticas equivalentes do neutralizador dinâmico de vibrações (NDV) foram determinadas a partir das características de rigidez elástica das molas ensaiadas e da associação em paralelo.

O aço escolhido para a viga metálica foi o 1020 com seção quadrada de 1" de largura. Através das características do aço e a seleção do modo vibrar que se deseja controlar, é possível, através da Equação 8, calcular o comprimento ou a frequência natural da viga bi-apoiada.

Por meio de uma análise modal experimental (AME) em um motor desbalanceado de 12V, foram determinadas as frequências naturais de excitação do mesmo. Os sinais foram adquiridos através do acelerômetro piezoelétrico tipo 4.516 da Bruel & Kjaer® com sensibilidade 10.04 mV/g e da placa de aquisição de sinais NI cDAQ-9171 da National Instruments® e interpretados como dados de entrada no software LabView.

Selecionada uma das frequências naturais do motor, foi possível determinar



Figura 4
Ensaio estático das molas.
Fonte:
O autor
(2016).

o comprimento da viga bi-apoiada assim como o tipo e a quantidade de molas necessárias para a construção do NDV. O NDV foi montado, Figura 5, e uma AME foi realizada a fim de garantir o valor da frequência natural calculada teoricamente. O mesmo procedimento foi realizado para garantir os valores obtidos da análise modal teórica para a viga metálica bi-apoiada.



Figura 5
Neutralizador dinâmico de vibrações construído.
Fonte:
O autor
(2016).

O acoplamento do motor com a viga foi realizado e uma AME do conjunto foi desenvolvida a fim de confirmar o

aumento da amplitude de resposta da vibração da viga, ocasionado pela ressonância entre viga-motor. Acoplou-se também o NDV a viga a fim de analisar a eficiência do dispositivo construído na atenuação da primeira frequência natural de vibração da viga.

Posteriormente, realizou-se o acoplamento da viga com o motor e o NDV, Figura 6, com intuito de quantificar

a redução de vibração da viga bi-apoiada e analisar os resultados obtidos. Esses resultados foram comparados com os dados de amplitude conseguidos experimentalmente no acoplamento viga-motor. Os dispositivos construídos foram adaptados e readequados de forma iterativa com o intuito de garantir melhores resultados.

Figura 6
Acoplamento viga-motor-neutralizador.
Fonte:
O autor
(2016)



Resultados

Na Tabela 1, é possível visualizar os resultados da rigidez de cada mola

acoplada ao neutralizador dinâmico de vibrações, NDV, valores esses encontrados experimentalmente.

TABELA 1

Constante de rigidez elástica de cada mola do NDV

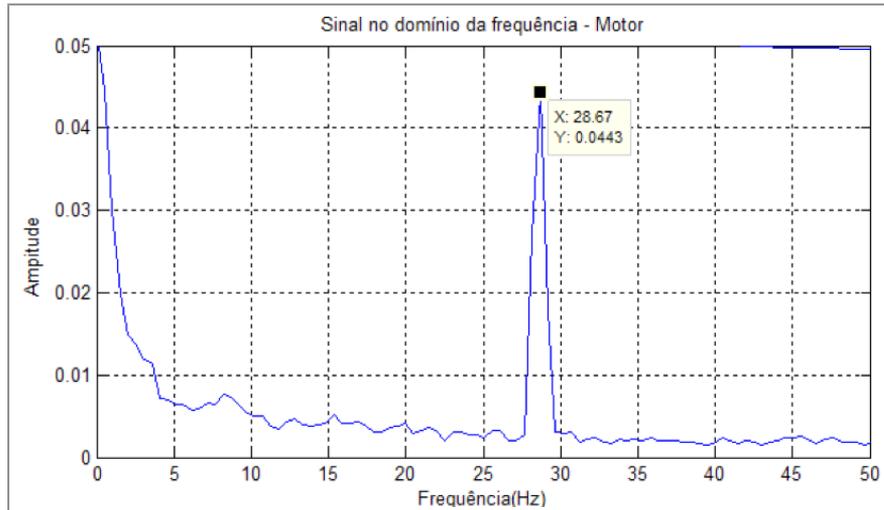
Mola	K (N/m)	Mola	K (N/m)
1	816,16	8	816,16
2	783,51	9	753,38
3	816,16	10	783,51
4	783,51	11	851,64
5	851,64	12	753,38
6	783,51	13	932,75
7	851,64	14	889,46

A partir do somatório das constantes de rigidez elástica das molas foi possível estimar um $K_{eq} = 11.466,41 \text{ N/m}$ para a associação em paralelo.

Realizou-se uma análise modal

no motor de 12V a fim de adquirir o valor da frequência que o NDV deveria ser sintonizado. No Gráfico 2 é possível visualizar a frequência de excitação do motor selecionada.

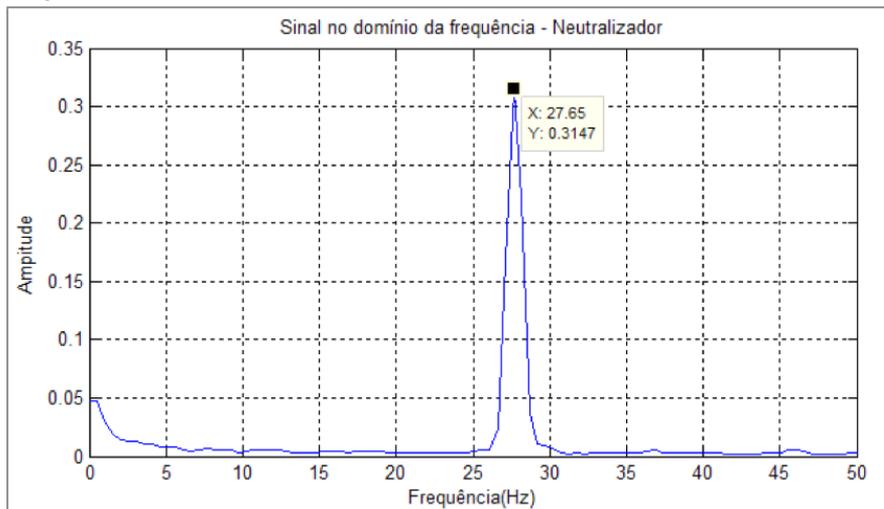
GRÁFICO 2

Frequência natural selecionada do motor.

Através da constante elástica equivalente, obtida através da associação em paralelo das molas, e da frequência selecionada do motor foi possível construir o NDV com o valor da massa estimado pela Equação 2. Encontrou-se um valor

de 288 g para a massa do neutralizador. As molas foram conectadas ao elemento de massa do NDV e foi realizada uma AME do conjunto. O resultado da frequência de sintonia do neutralizador pode ser visualizado no Gráfico 3.

GRÁFICO 3

Frequência natural do neutralizador.

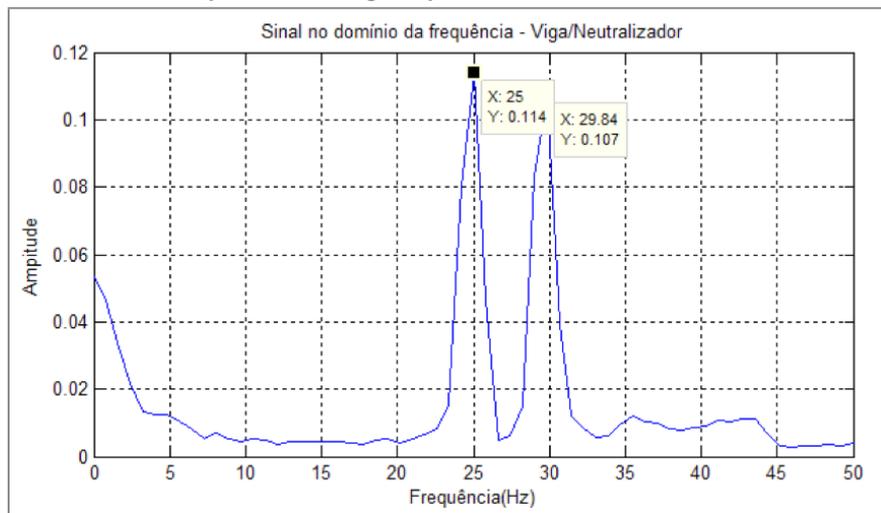
Encontrou-se uma frequência muito próxima da frequência selecionada do motor validando o dispositivo NDV construído. Para comprovar a eficiência do dispositivo implementado, foi necessário identificar o comprimento da viga metálica de 1" de seção quadrada. Para tanto, definiu-se a frequência de 28 Hz como sendo o primeiro modo de vibrar da viga e a partir das características do aço, através da Equação 8, estimou-se o valor de 1,46 m para o comprimento da

viga metálica. A viga foi alocada em dois apoios e uma AME foi realizada com o intuito de comprovar experimentalmente o valor encontrado pelo método teórico. Encontrou-se um valor de 26,61 Hz para o primeiro modo de vibrar da viga.

Foi realizado o acoplamento da viga e do NDV a fim de garantir a eficiência do dispositivo construído. Uma AME foi realizada do conjunto viga-neutralizador e o resultado do ensaio pode ser verificado no Gráfico 4.

GRÁFICO 4

Valores encontrados para a AME da viga acoplada ao neutralizador.



A frequência natural da viga foi eliminada e duas novas frequências naturais do sistema primário surgiram. Desta maneira, o efeito de neutralizar a frequência de ressonância da viga foi eficiente, tornando nulo o deslocamento no ponto de maior amplitude.

Com o objetivo de simular a ação de passos de pessoas ou qualquer outra força externa atuante na viga foi acoplado o motor no meio vão da estrutura. Uma análise modal foi realizada. Posteriormente, o dispositivo NDV foi acoplado ao conjunto viga-motor para

comprovar a sua eficiência na redução de vibração. Foi realizada uma análise modal do conjunto viga-motor-neutralizador a fim de mensurar o controle da amplitude de vibração indesejada na viga.

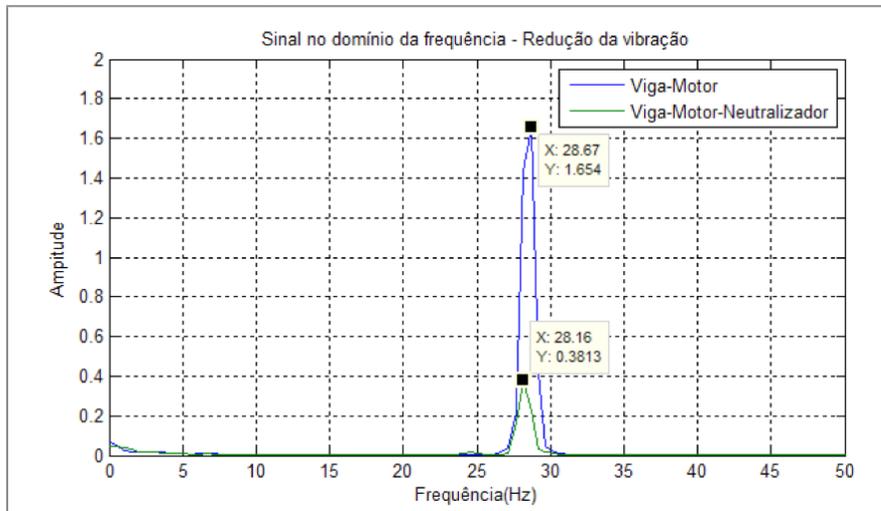
No Gráfico 5 é possível identificar uma redução significativa na amplitude de vibração quando o NDV foi instalado a viga. Constatou-se uma redução de 76,95% da vibração que se almejava controlar, mostrando a eficiência do dispositivo NDV no controle do primeiro modo de vibrar da viga.

Conclusões

As frequências naturais de um motor de 12V foram analisadas por meio de uma análise modal, sendo a primeira frequência de 28,67 Hz selecionada para a construção de um neutralizador dinâmico de vibrações (NDV) e uma viga metálica bi-apoiada. A partir da frequência do motor foi construído um dispositivo NDV com 14 molas em paralelo, uma massa de 288 g e frequência de sintonia de 27,65 Hz. A partir da frequência natural da viga que se desejava

GRÁFICO 5

Redução de vibração na viga com o NDV instalado.



controlar e das características da barra metálica, aço 1.020 e 1" de seção quadrada, foi possível determinar o comprimento da viga analiticamente.

Para validar os valores da frequência de sintonia do NDV, assim como a

frequência do primeiro modo de vibração da viga, foi realizada uma análise modal experimental (AME). A validação da redução de vibração na viga foi comprovada em uma análise modal do conjunto viga-motor-neutralizador acoplado.

Encontrou-se uma redução de 76,95% da vibração indesejada na viga metálica bi-apoiada.

A partir dos resultados apresentados foi possível comprovar a eficiência

do dispositivo NDV no controle de vibrações indesejáveis em estruturas metálicas, sendo uma alternativa, com resultados satisfatórios, para soluções em dinâmica de estruturas.

Referências

- BAVASTRI, C.A. *Apostila de Vibrações*. Curitiba: DEMEC UFPR, 2011.
- BAVASTRI, C.A. *Redução de Vibrações de Banda Larga em Estruturas Complexas por Neutralizadores Viscoelásticos*. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, ago. 1997.
- PRAZZO, C. *Análise modal de uma estrutura do tipo viga utilizando materiais piezelétricos (PVDF) como sensores*. Dissertação de mestrado. Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, set. 2011.
- SILVA, C.T. *Projeto e Localização Ótimos de Sistemas de Neutralizadores Dinâmicos Viscoelásticos Usando Algoritmos Genéticos*. Dissertação de Mestrado. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, dez. 2005.
- INMAN, D.J. *Engineering Vibration*. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1994.
- _____. *Engineering Vibration*. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1996.
- MIGOTTO, D. *Autofunções e Frequências de Vibração do Modelo Euler-Bernoulli para Vigas Não-Clássicas*. Dissertação de mestrado em matemática, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, jul. 2011.
- MELLO, F.D.C. *Métodos de testes de vibração para análise modal na monitoração e diagnóstico de problemas em máquinas em navios e plataformas*. Dissertação de graduação. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, fev. 2014.
- MARRA, J.C.O. *Controle Híbrido de Vibrações em Estruturas sob Excitação de Banda Larga, utilizando Neutralizador Viscoelástico e Filtro Adaptativo*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, nov. 2007.
- SILVA, J.M.M.F. *Análise de vibrações sob ação humana na ponte pendonal sobre a linha vermelha – Ilha do Fundão (Rio de Janeiro)*. Mestrado Integrado em Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto/Portugal, set. 2010.
- DEN HARTOG, J.P. *Mechanical Vibrations*. New York: Mcraw-Hill, 1956.
- NÓBREGA, P.G.B. *Análise dinâmica de estruturas de concreto: Estudo experimental e numérico das condições de contorno de estruturas pré-moldadas*. Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo, São Carlos, dez. 2004.
- VICTÓRIA, R.H. *Uma metodologia de Atenuação de Ruído Transmitido por LAJES Utilizando Absorvedores Dinâmicos de Vibração*. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, mar. 2012.
- CRAIG, R.R. *Structural dynamics: An Introduction to Computer Methods*. New York: John Wiley and Sons, 1981.
- MINETTE, R.S. *Análise Modal Experimental de Bombas Centrífugas Submersas*. Tese de mestrado. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, jan. 2014.
- ALMEIDA, S.F. *Análise experimental estática e dinâmica da rigidez de ligações viga-pilar de concreto pré-moldado*. Tese de Doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, out. 2010.
- RAO, S.S. *Vibrações Mecânicas*. São Paulo: Pearson, 2008.

Abstract

The proposed work consists in evaluating the dynamic vibration neutralizer (NDV) efficiency, which is a secondary device coupled to a main frame and whose function is attenuating the vibration amplitude at a given frequency. The vibrations can cause damage to housings, due to fatigue, and directly affect the structures' safety conditions. The presented project makes use of passive control and NDV in order to reduce these undesirable vibrations. A NDV is a classical engineering device that consists of a mass-spring system capable of attenuating the vibration movement in only one spatial coordinate. A NDV is also associated with a specific frequency called tuning frequency. A steel beam with two supports was built and its natural frequencies were calculated through the Experimental Modal Analysis (AME) method. The NDV weight and its spring stiffness were determined by the frequency of 26,61 Hz selected by AME beam. The vibration reduction proposed in the structure was valid once the amplitude of acceleration response was measured in the beam's resonant frequency, which was produced by a motor in the selected mode. The vibration reduction experiments were accomplished with and without the NDV installed on the beam, resulting in a reduction of 76,95% of vibration.

Keywords: *Vibration; Passive Control; Dynamic Neutralizer; Experimental modal analysis.*