



21 - 25  
AGOSTO DE 2016  
FORTALEZA - CEARÁ

## PROJETO E CONSTRUÇÃO DE NEUTRALIZADOR DINÂMICO DE VIBRAÇÃO, UTILIZANDO MOLAS DE AÇO HELICOIDAIS

Kamilla Lourenceti Pires, kamilla.lpires@gmail.com<sup>1</sup>  
Kamylla Rezende Cardoso, kamyllarezende@hotmail.com<sup>1</sup>  
Ricardo Victória de Holanda, ricardo.holanda@ifg.edu.br<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Instituto Federal de Goiás/Campus Goiânia, rua 75 n° 46 st. Central Goiânia-GO

**Resumo:** A fim de controlar deslocamentos que podem colocar em risco a integridade das estruturas e também causar desconforto para o ser humano, utilizam-se dispositivos secundários que ao serem acoplados às estruturas reduzem os movimentos provenientes de vibrações. Neste trabalho foi realizado o projeto e construção de neutralizadores dinâmicos de vibração (NDV), dispositivos que são adicionados a um sistema estrutural primário cuja vibração se deseja eliminar. Um NDV somente é capaz de eliminar o movimento vibratório referente a uma única coordenada espacial associada a uma frequência específica, denominada frequência de sintonia. Foram projetados e construídos dispositivos com uma, duas e quatro molas associadas em paralelo e em série. Para se obter o parâmetro de rigidez elástica das molas helicoidais foi realizado o ensaio de determinação de constante elástica estaticamente. Para validação da proposta foi feito o ensaio de análise modal experimental (AME) com excitação transiente. O resultado das frequências naturais dos NDVs foi proporcional ao número de molas associadas e ao tipo de associação.

**Palavras-chave:** Controle Passivo de Vibração, Neutralizador Dinâmico de Vibração, Análise Modal, Mola de Aço Helicoidal

### 1. INTRODUÇÃO

Vibrações são fenômenos naturais presentes em diversos setores do cotidiano que podem ser utilizadas com proveito em várias aplicações industriais, como em testes de materiais, processos de soldagem e usinagem. Em contrapartida, também geram falhas mecânicas ou estruturais, demandam manutenção frequente e dispendiosa de máquinas, causam perda de eficiência no funcionamento de equipamentos sensíveis (presentes em hospitais e laboratórios técnicos e científicos) além de danos em edificações.

Analogamente o mesmo acontece com a saúde humana. Da mesma forma que as vibrações permitem que seres humanos: ouçam, vejam e respirem, a transmissão de vibrações externas para os órgãos associados a estas funções podem resultar em desconforto. O corpo humano possui características de inércia e elasticidade que lhe confere valores de frequência natural distintos, relativos a cada uma de suas partes. De acordo com a norma ISO 2631, que define um método para avaliação de exposição à vibração de corpo inteiro, para atividades onde a transmissão ocorre pela superfície de apoio (pés, nádegas e costas) a banda de frequência situa-se na faixa de 1 a 20 Hz.

Se um carregamento externo excitar uma frequência natural do corpo, ocorre a ressonância, que implica em amplificação do movimento do órgão afetado. Soeiro (2011) relata que a energia vibratória associada a esse efeito é absorvida pelo corpo, como consequência da atenuação promovida pelos tecidos e órgãos. Exposição a vibrações provenientes do fenômeno de ressonância podem causar perda de eficiência no desempenho de atividades, uma vez que desencadeiam perturbações neurológicas, musculares, vasculares e lesões ósteo-articulares.

Lima (2007) realizou um estudo em uma academia de ginástica em Brasília acerca da interferência de vibrações induzidas por atividade humana na estrutura da edificação, que inicialmente, não foi planejada para esse uso. O movimento dos alunos da academia excitou a estrutura em uma de suas frequências naturais, gerando vibrações excessivas, que se tornaram risco à integridade estrutural e incômodo para os usuários do edifício. Neste caso, aplicaram-se amortecedores de massas sintonizadas (neutralizadores massa-mola) no primeiro modo de vibrar da estrutura como solução do problema em questão.

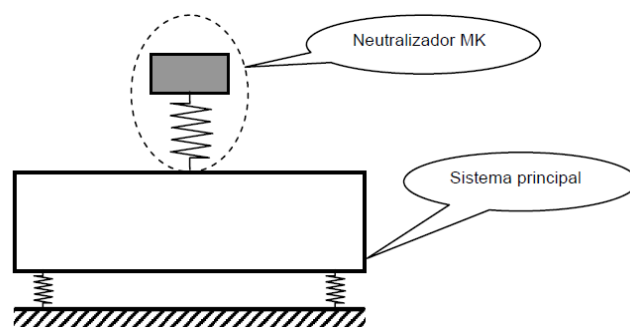
Diante destes efeitos prejudiciais das vibrações mecânicas, surge então a necessidade de controlar esses fenômenos vibratórios. Para Marra (2007) controle de vibrações é o conjunto de medidas que visam manter a resposta dinâmica de um sistema estrutural abaixo dos níveis máximos considerados permitidos. De acordo com Silva (2005), existem três formas de reduzir os níveis de vibração: pode-se atuar sobre a força de excitação eliminando-a, reduzindo sua amplitude

e/ou alterando a sua frequência; outra forma é atuar sobre a estrutura, variando seus parâmetros dinâmicos (massa, rigidez e amortecimento); e por fim acoplar um sistema auxiliar ao sistema principal ou primário procurando neutralizar a vibração e seus efeitos.

Difícilmente consegue-se atuar sobre a força de excitação, principalmente quando se imagina que pode ser o vento, ou devido ao impacto com força e local de queda aleatórios. Atuar sobre a estrutura primária também se torna um problema complexo em situações onde se tem uma grande estrutura pronta em uso, ou quando se trata de algo simbólico cujo aspecto não pode ser alterado por questões estéticas. Portanto, a terceira hipótese torna-se viável em um grande número de aplicações onde se deseja a redução ou até a eliminação da vibração.

O neutralizador dinâmico de vibração (NDV) é um sistema secundário adicionado ao sistema estrutural primário, cuja vibração em uma frequência específica se deseja eliminar. Den Hartog (1956) demonstrou que a amplitude de vibração do sistema primário em uma determinada frequência natural de interesse tende a zero quando as frequências dos sistemas primário e secundário coincidem, ou seja, quando ocorre a sintonização da frequência do sistema secundário. Ao fixar este sistema em um determinado ponto da estrutura principal, onde se deseja eliminar a amplitude vibratória, geram-se forças de reação que redistribuem a energia vibratória. Desta forma, a resposta da estrutura é alterada de forma que a frequência natural original do sistema primário é eliminada, mas faz surgir duas novas frequências naturais em torno da frequência extinta.

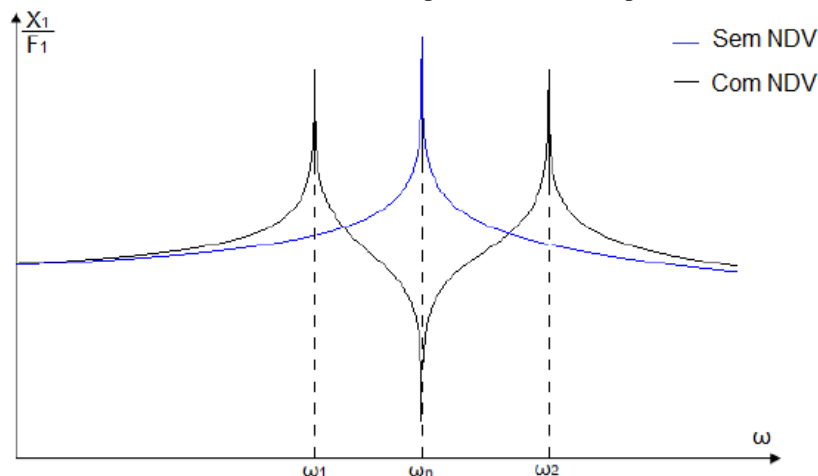
Existem neutralizadores do tipo massa-mola (MK) e massa-mola-amortecedor (MCK). Neste estudo serão utilizados neutralizadores do tipo MK, que possuem apenas elementos que armazenam a energia cinética e potencial elástica, não existindo qualquer tipo de dissipação de energia vibratória, apenas a distribuição desta no espectro de frequência, isto é, o controle ocorre através de forças de reação. Na Figura 1 tem-se um modelo de neutralizador MK.



**Figura 1. Modelo de um Neutralizador MK acoplado a um sistema primário Silva (2005).**

De acordo com Lima e Rade (2011) o princípio básico do funcionamento do NDV MK consiste na seleção dos valores dos parâmetros de massa e de rigidez de tal forma que a frequência natural do subsistema representado pelo NDV, coincida com a frequência de excitação do sistema (sintonização de frequências), fazendo com que a amplitude da resposta do sistema primário seja zero, conforme demonstrado por Den Hartog (1956).

A Figura 2 representa a Função Resposta em Frequência (FRF) do sistema primário sem e com o acoplamento do NDV. No primeiro caso, observa-se a ocorrência de um pico com amplitude elevada (frequência de ressonância da viga -  $\omega_n$ ); ao realizar a fixação do NDV sintonizado nesta frequência, a energia é dividida em outros dois picos fora da região da frequência de ressonância da viga. Desta forma consegue-se neutralizar o efeito destrutivo da frequência de ressonância na estrutura, tornando o deslocamento nulo no seu ponto de maior amplitude.



**Figura 2. Comparação gráfica da frequência de ressonância do sistema primário com e sem neutralizador acoplado Bavastri (2011).**

## 2. ASPECTOS TEÓRICOS

### 2.1. Molas

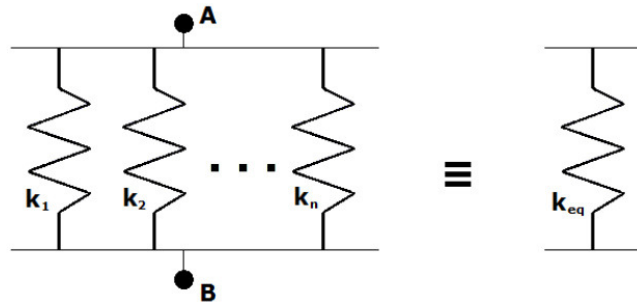
Shigley *et al.* (2005) define mola como sendo o elemento mecânico que exerce força quando deformado. Estas podem ser classificadas quanto à forma geométrica (helicoidais ou planas) e ao modo como resistem a esforços (molas de tração, compressão ou torção). Neste estudo serão utilizadas molas helicoidais que consistem em fios enrolados de forma cilíndrica.

O funcionamento das molas obedece à Lei de Hooke. Segundo esta lei, uma mola sob a ação de uma força aplicada por um agente externo sofrerá uma elongação que aumenta ou diminui seu comprimento, dependendo do sentido de aplicação da força, e tende a voltar ao seu comprimento original devido à ação da força elástica desta. Esta força é proporcional à deformação que a mola é submetida, dada pela Eq. (1):

$$F = K \times x \quad (1)$$

Em que ' $F$ ' é a força elástica, ' $K$ ' a constante elástica da mola e ' $x$ ' a deformação da mola.

Realiza-se associação de molas em série ou paralelo com objetivo de alterar o valor da constante elástica. Na associação em paralelo, ao impor um carregamento, as molas possuem o mesmo deslocamento, como demonstrado através da Fig. 3.



**Figura 3. Representação de associação de molas em paralelo Bavastri (2011).**

A força equivalente apresentada na Eq. (2) corresponde ao somatório das forças exercidas por cada mola na associação em paralelo:

$$F_{eq} = F_1 + F_2 + \dots + F_n \quad (2)$$

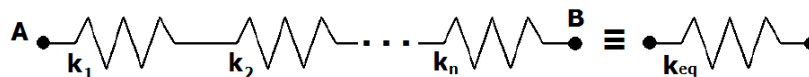
Onde ' $F_{eq}$ ' é a força equivalente; ' $F_1$ ', ' $F_2$ ', ' $F_3$ ' são as forças de cada mola associada.

Levando-se em conta a Eq. (2) e o fato do deslocamento ser o mesmo para as molas associadas conclui-se na Eq. (3):

$$K_{eq} = K_1 + K_2 + \dots + K_n \quad (3)$$

Em que ' $K_{eq}$ ' é a constante elástica equivalente da associação de molas e ' $K_1$ ', ' $K_2$ ' e ' $K_3$ ' são as constantes elásticas de cada mola associada.

Já no caso da associação em série, o deslocamento da associação é igual à soma dos deslocamentos de cada mola, como exemplificado na Fig. 4.



**Figura 4. Representação de associação de molas em série Bavastri (2011).**

Neste caso, a força equivalente ( $F_{eq}$ ) é a mesma para todas as molas. Desta forma, para as molas associadas conclui-se para a constante elástica a Eq. (4):

$$\frac{1}{K_{eq}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \dots + \frac{1}{K_n} \quad (4)$$

## 2.2. Determinação da Frequência Natural

Caso um sistema, após uma perturbação inicial, continue a vibrar por si próprio, sem ação de forças externas, a frequência com que este oscila é conhecida como frequência natural, de acordo com Rao (2008). O número de frequências naturais de uma estrutura corresponde ao seu número de modos de vibrar. A frequência natural de um sistema massa-mola é calculada pela Eq. (5):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_{eq}}{m}} \quad (5)$$

Onde ‘ $\omega_n$ ’ é a frequência natural, ‘ $K_{eq}$ ’ a rigidez equivalente do sistema e ‘ $m$ ’ é a massa do sistema.

## 2.3. Análise Modal

Segundo Soeiro (2001) a análise modal é um processo por meio do qual descreve-se uma estrutura em termos de suas características naturais, que são frequências naturais, fatores de amortecimento e modos de vibrar, ou seja, suas propriedades dinâmicas. Rao (2008) demonstra que as ideias básicas relacionadas à análise modal são:

- 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.

Na análise modal experimental (AME), 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), devido à facilidade de se manipular algebricamente as equações neste domínio. A partir dos sinais convertidos calcula-se a função transferência do sistema estrutural, dividindo-se o sinal de saída pelo de entrada, obtendo-se a função resposta em frequência (FRF).

Algumas das hipóteses fundamentais da AME que devem ser consideradas 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 de acordo com Nóbrega (2004);
- A estrutura pode ser descrita adequadamente por um modelo discreto e estas devem ser ensaiadas sem que a força seja superior àquela que limita o comportamento linear (Almeida, 2010 apud Inman, 1994);

Ewins (2000) define a AME como um conjunto de métodos que diferem em complexidade, limitações e vantagens, mas que buscam ajustar a expressão teórica de uma FRF aos dados de ensaios experimentais, por meio da obtenção dos coeficientes que definem esta expressão e que estão diretamente relacionados com os parâmetros modais do sistema.

## 2.4. Excitação

Na análise de vibração em sistemas estruturais o sinal de entrada é gerado a partir de uma excitação que pode ser livre (quando o sistema vibra nas suas frequências naturais) ou forçada (quando o sistema vibra conforme a frequência de excitação). Para Thomson (1978) uma excitação é chamada de transitória ou livre quando ela começa e termina em um tempo relativamente curto e pode durar por um tempo maior ou menor do que um ou vários períodos naturais de oscilação do sistema.

Um sistema mecânico ou estrutural sofre vibração forçada sempre que energia externa é fornecida ao sistema por meio de uma força aplicada ou por uma excitação de deslocamento imposta. De acordo com a força de excitação que age em um sistema mecânico as respostas de vibração podem ter características diferentes, sendo que os tipos de excitação mais comuns são a excitação do tipo ruído branco e por impacto.

Um sinal do tipo ruído branco caracteriza-se por sua aleatoriedade e, por isso, só podem ser definidos através de propriedades estatísticas. Por apresentar um amplo espectro de potência, ao ser aplicado sobre uma peça ou equipamento em análise, é possível excitar todos os modos de interesse. Essa situação também pode ser obtida com o uso de um sinal impulsivo, tendo em vista que seu espectro de frequência é semelhante ao do ruído branco. Se os modos encontram-se dentro da banda excitada pelo sinal impulsivo eles podem ser identificados. A excitação por impacto foi utilizada neste trabalho por ser mais fácil de ser obtida, pois não necessita de um shaker (gerador de sinais), equipamento de alto custo.

## 2.5. Sistema com Um Grau de Liberdade

O sistema apresentado pela Fig. (5) consiste em uma massa (m) conectada através de uma mola de rigidez (k) a uma referência fixa. Considerando-se uma força (f) atuando sobre a massa do sistema, o movimento resultante a esta será restrito ao deslocamento na direção x, isto é, um único grau de liberdade será suficiente para definir a configuração do sistema.

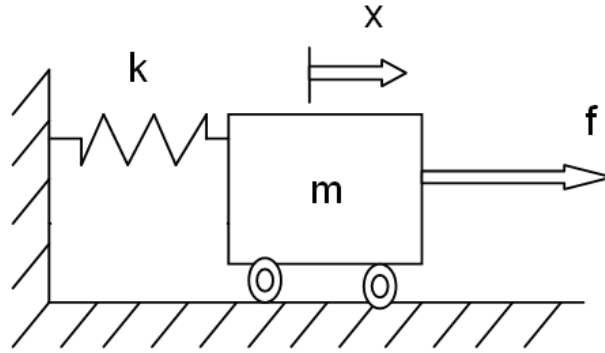


Figura 5. Sistema com um Grau de Liberdade Holanda (2012).

A Equação (6) descreve o movimento para o sistema apresentado na Fig. 5:

$$m \times \ddot{x}(t) + K \times x(t) = f(t) \quad (6)$$

Onde ' $\ddot{x}(t)$ ' é a segunda derivada da posição ( $x(t)$ ) e ' $f(t)$ ' é a força resultante no domínio do tempo. Considerando uma excitação harmônica e sua resposta conforme as Eq. (7) e Eq. (8), respectivamente:

$$F(s) = f \times e^{i\omega t} \quad (7)$$

$$X(s) = x \times e^{i\omega t} \quad (8)$$

Em que ' $F(s)$ ' e ' $X(s)$ ' são respectivamente a força e a posição no domínio da frequência, e ' $e$ ' a base de logaritmos naturais.

A Transformada de Laplace para diferencial de segunda ordem é dada pela Eq. (9):

$$\mathcal{L}\{x(t)\} = s^2 \times X(s) - s \times x(0) + \dot{x}(0) \quad (9)$$

Onde ' $\dot{x}(0)$ ' é a condição inicial de deslocamento, ' $x(0)$ ' a condição inicial de velocidade e ' $X(s)$ '. Todavia, a Função Transferência está diretamente relacionada ao módulo de saída e independe da magnitude e natureza de entrada, então as condições iniciais serão consideradas nulas. Assim, aplicando-se a Transformada obtêm-se a Eq. (9) e substituindo-se as expressões das Eq. (6) e (7) tem-se as Eq. (10) e Eq. (11):

$$m \times s^2 \times X(s) + s \times X(s) + K \times X(s) = F(s) \quad (10)$$

$$(-\omega^2 \times m + i \times c \times \omega + K) \times x \times e^{i\omega t} = f \times e^{i\omega t} \quad (11)$$

Por definição, a função transferência relaciona a resposta do sistema a uma excitação aplicada a ele, conforme Eq. (12):

$$H(\omega) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{(-\omega^2 \cdot m + i \cdot c \cdot \omega + K)} \quad (12)$$

Na qual ' $H(\omega)$ ' a função resposta em frequência do sistema (FRF).

### 3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

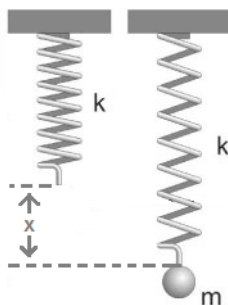
#### 3.1. Determinação da Constante Elástica das Molas

Inicialmente foram selecionadas quatro molas metálicas similares cujas características encontram-se na Tab. 1.

**Tabela 1. Parâmetros da mola escolhida para a montagem do NDV.**

| Tipo de Mola        | Compressão |
|---------------------|------------|
| Comprimento da Mola | 25 mm      |
| Diâmetro da Mola    | 12 mm      |
| Diâmetro do Fio     | 0,25 mm    |
| Número de Espiras   | 8          |

No ensaio estático de determinação das constantes elásticas das molas fixou-se a extremidade superior destas a uma haste no painel de forças e na outra extremidade o suporte das massas. Posteriormente, a régua foi inserida na posição vertical com o marco zero da escala referenciada pela última espira da mola. Em seguida alojaram-se as massas previamente pesadas no suporte e o deslocamento do ponto de referência foi medido, como mostrado na Fig. (6).



**Figura 6. Esquema do experimento realizado para determinação das constantes elásticas das molas**  
Rodrigues *et al.* (2011)

A força peso ( $F$ ) do sistema foi calculada através do produto da massa pela aceleração da gravidade ( $g$ ) como mostrado na Eq. (13):

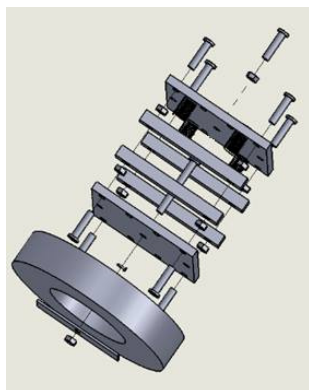
$$F = m.g \quad (13)$$

Igualando-se os valores obtidos nas Eq. (13) e Eq. (1) determina-se a rigidez das molas ( $K$ ).

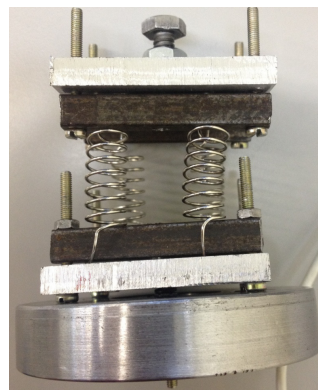
### 3.2. Montagem do NDV em Paralelo

Inicialmente realizou-se o projeto do NDV no *software* de desenho SolidWorks®. Após a obtenção do desenho final de um protótipo adequado para a associação de uma, duas e quatro molas em paralelo iniciou-se o projeto de fabricação deste. Para montagem do neutralizador utilizaram-se perfis de alumínio e aço carbono, molas de aço helicoidais, parafusos, porcas e arruelas e uma massa de aço em forma de coroa circular.

Realizou-se a montagem dos NDV's com duas e quatro molas. Para as montagens com duas molas uma das barras de fixação das molas foi deslocada para o centro das placas. As molas foram fixadas nas extremidades da barra. O projeto de neutralizador em paralelo e a montagem para quatro molas podem ser vistos na Fig. (7).



a)



b)

**Figura 7. Neutralizador dinâmico de vibração (4 molas em paralelo): a) Projeto executado em *software*® de desenho. b) Dispositivo montado.**

Como o objetivo foi o de projetar dispositivos que possuísem frequência de ressonância na faixa de 1 a 20 Hz (banda de frequência relacionada a vibração de órgão do corpo humano), utilizou-se a Eq. (5) para que fosse definida a massa do dispositivo. A massa selecionada foi de 1 Kg, mas ao realizar o corte do material verificou-se que o peso em conjunto com os demais componentes do NDV situados abaixo das molas foi de 976 gramas.

### 3.3. Montagem do NDV em Série

Para o projeto e construção do NDV em série foi utilizado perfil quadrado de aço carbono, molas de aço helicoidais, solda, parafusos, porcas e arruelas e uma massa em forma de coroa circular.

Na montagem em série (Fig. (8)) as extremidades das molas foram soldadas utilizando-se solda de estanho. Em seguida as extremidades livres das molas foram fixadas nos suportes de aço e na parte inferior do dispositivo fixou-se a massa.



**Figura 8. NDV com duas molas associadas em série.**

Também optou-se por uma massa de 1 Kg, mas verificou-se que o peso em conjunto com os demais componentes do NDV situados abaixo das molas foi de 936 gramas.

## 4. RESULTADOS

Na Tabela 2 têm-se os resultados das constantes elásticas das molas utilizadas na construção dos NDV's, obtidos através do ensaio de determinação de constante elástica estaticamente com massa de 1 kg.

**Tabela 2. Constante de rigidez elástica das molas obtidas no ensaio estático.**

| Número da Mola | Constante Elástica (N/m) |
|----------------|--------------------------|
| 1              | 698,0                    |
| 2              | 698,0                    |
| 3              | 651,4                    |
| 4              | 574,8                    |

Cabe ressaltar que uma das molas utilizadas na construção do NDV, a número quatro, apresentou um valor de constante elástica discrepante das demais, o que pode ser justificado por defeitos durante o processo de fabricação.

Para determinação experimental da frequência natural dos NDV's foi realizada uma AME com excitação transiente. O sistema de aquisição de dados foi montado utilizando-se os equipamentos e sensores descritos abaixo:

- Acelerômetro miniatura piezoelétrico IEPE, conector com cabo integral, base isolada com as seguintes características: banda de frequência: 1 a 20.000 Hz; massa: 1,5 gramas; Sensibilidade: 10 mV/g;
- Módulo de Aquisição de dados, 4 entradas simultâneas, 24 bit resolução AD, 512 K/S/S de amostragem;
- Martelo de Impacto Instrumentado 22,7 mV/N;
- Notebook, cabos e cera para fixação.

O NDV foi fixado em uma mesa inercial e o acelerômetro foi posicionado na parte inferior do NDV, junto à massa, e a excitação com o martelo de impacto foi realizada na massa. Os sinais obtidos foram processados em rotinas criadas no *software* Scilab®, que transformam os sinais do domínio do tempo para o da frequência (FRFs).

A Figura 9 corresponde ao espectro de frequência para os NDV's construídos com duas molas, obtidos através de uma AME. Pode-se observar nestes espectros um único pico significativo, que corresponde à frequência natural do dispositivo. Neste caso específico a frequência natural do dispositivo com duas molas em paralelo foi de 6,2 Hz e com

duas molas em série 3,2 Hz, praticamente a metade. Considerando a frequência de 6,2 Hz como referência a diferença para o dobro do modelo em série foi de apenas 3,23%.

Já para o dispositivo com quatro molas em paralelo a frequência de ressonância foi de 8,2 Hz e o dispositivo com as molas em série 2,4 Hz, aproximadamente um quarto do valor do modelo em paralelo. Considerando a frequência de 8,2 Hz como referência a diferença para o quádruplo do modelo em série foi de 17,07%.

Portanto foi observado que a frequência natural do dispositivo aumenta no caso de associação em paralelo e reduz na associação em série para o mesmo número de molas. Esta variação ocorre de forma inversamente proporcional ao número de molas se forem utilizadas todas as molas com constante elástica igual, conforme Eq. (3) e Eq. (4).

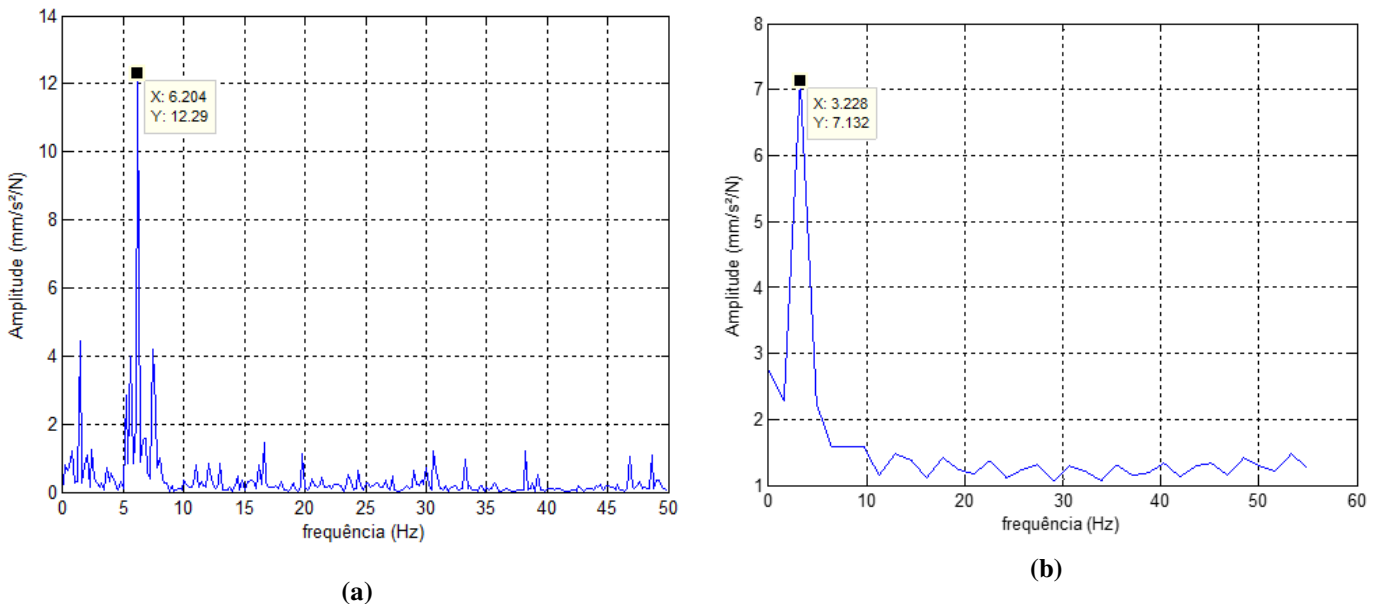


Figura 9. FRF do NDV com duas molas: em (a) em paralelo e (b) em série.

Através dos gráficos das FRFs determinaram-se as frequências naturais com as quais foi feito o cálculo da constante elástica equivalente ( $K_{eq}$ ) dos NDV's através da Eq. (5), conforme Tab. 3.

Tabela 3. Frequências naturais obtidas através da AME para o NDV com uma, duas e quatro molas e constante elástica equivalente destes.

| Tipo de Associação | Massa (Kg) | Frequência natural (Hz) |     |     | Frequência natural (rad/s) |      |      | Constante Equivalente (N/m) |        |        |
|--------------------|------------|-------------------------|-----|-----|----------------------------|------|------|-----------------------------|--------|--------|
|                    |            | Quantidade de molas     |     |     | Quantidade de molas        |      |      | Quantidade de molas         |        |        |
|                    |            | 1                       | 2   | 4   | 1                          | 2    | 4    | 1                           | 2      | 4      |
| Paralelo           | 0,976      | -                       | 6,2 | 8,2 | -                          | 38,3 | 51,5 | -                           | 1433,7 | 2590,8 |
| Série              | 0,936      | 4,0                     | 3,2 | 2,4 | 25,1                       | 20,1 | 15,1 | 591,2                       | 378,4  | 212,8  |

A Tabela 4 apresenta a comparação entre as constantes elásticas obtidas experimentalmente (Eq. (5)) e através da Eq. (3) para os dispositivos montados em paralelo. Na associação em paralelo do dispositivo construído com duas molas foram utilizadas as molas de nº 1 e 2 (Tab. 2).

Tabela 4. Comparação entre as constantes elásticas equivalentes do ensaio estático e da AME das montagens em paralelo.

| Quantidade de Molas | Constante Equivalente Obtida na AME (N/m) | Constante Equivalente Obtida no Ensaio Estático (N/m) | Diferença (%) |
|---------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------------------------|---------------|
| 2                   | 1433,7                                    | 1396                                                  | 2,63          |
| 4                   | 2590,8                                    | 2622,2                                                | 1,21          |

A Tabela 5 mostra a mesma comparação para os dispositivos montados em série. Na montagem para uma mola foi selecionada a nº 4 (Tab. 2). Para duas molas foram utilizadas as molas nº 4 e nº 1 (Tab. 2).

**Tabela 5. Comparação entre as constantes elásticas equivalentes da AME e do ensaio estático das montagens em série.**

| <b>Quantidade de Molas</b> | <b>Constante Equivalente Obtida na AME (N/m)</b> | <b>Constante Equivalente Obtida no Ensaio Estático (N/m)</b> | <b>Diferença (%)</b> |
|----------------------------|--------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|----------------------|
| 1                          | 591,2                                            | 574,8                                                        | 2,77                 |
| 2                          | 378,4                                            | 336,95                                                       | 10,95                |
| 4                          | 212,8                                            | 162,86                                                       | 23,46                |

Verificou-se a robustez do projeto do NDV com molas associadas em paralelo e a viabilidade de se projetar a partir da constante elástica da mola obtida a partir de ensaio estático. Já no projeto do NDV com molas associadas em série o projeto não foi adequado quando se realizou a associação de duas e quatro molas. Provavelmente o erro ocorreu devido à união entre as hastes da mola. O que pode ser corrigido utilizando-se uma mola única com número de espiras que forneça a constante elástica adequada.

As frequências de ressonância dos dispositivos variaram de 2,4 a 8,2 Hz dentro da banda estabelecida para o projeto de 1 a 20 Hz, que correspondem às frequências citadas na norma ISO 2631 para atividades onde a transmissão ocorre pela superfície de apoio (pés, nádegas e costas).

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Foram construídos cinco dispositivos com duas e quatro molas associadas em paralelo e com uma, duas e quatro molas associadas em série. Pôde-se observar que a constante elástica equivalente de uma associação em paralelo de molas corresponde ao somatório da rigidez elástica de cada mola. Obtendo-se, aproximadamente, o dobro e o quádruplo para associações com duas e quatro molas, respectivamente. Na associação em série, por sua vez, a rigidez equivalente corresponde ao somatório das rigidezes elásticas dividido pelo número de molas associadas, equivalendo-se à metade na associação com duas molas e a um quarto para quatro molas associadas.

O método de se obter a constante elástica das molas em ensaio estático para se realizar o projeto e de um NDV demonstrou-se viável, confirmado pela AME realizada nos dispositivos construídos onde o erro máximo para o modelo com molas em paralelo foi de apenas 2,63%. Erro maior foi obtido no modelo em série, não por uma falha na metodologia, mas por deficiência no projeto do dispositivo, alcançando uma diferença de 23,46%.

Apesar de terem sido construídos dispositivos em escala reduzida com massa próxima a um quilograma, podem-se construir modelos com a mesma configuração de projeto com massas maiores para serem instalados em grandes estruturas como: passarelas, lajes de salas de ginástica e similares, onde se pretende reduzir vibração de baixa frequência gerada pelo movimento do corpo humano.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Estado de Goiás – IFG, a Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de Goiás – FAPEG e a empresa Vibranihil fornecedora do material utilizado na construção da mesa inercial.

## 7. REFERÊNCIAS

- Almeida, S. F., 2010, “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.
- Bavastri, C. A., 2011, “Apostila de Vibrações”, Universidade Federal do Paraná.
- Den Hartog, J. P., 1956, “Mechanical Vibrations”, 4<sup>th</sup> edition. Mcraw-Hill, New York.
- Ewins, d. J., 2000, “Modal Testing: Theory and Practice”, Research Studies Press, Great Britian.
- Inman, D. J., 1994, “Engineering Vibration”, Prentice Hall, New Jersey.
- ISO 2631, 1997 – “Mechanical vibration and shock -- Evaluation of human exposure to whole-body vibration”.
- Lima, A. M.; RADE, D. A., 2001, “Estudo Analítico e Experimental de um Absorvedor Dinâmico de Vibração Pendular”, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.
- Lima, D. V. F., 2007, “Controle de Vibrações Induzidas em uma Laje de Academia de Ginástica com a Utilização de Amortecedores de Massa Sintonizadas”, Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília, 170 p.
- Marra, J. C. O., 2007, “Controle Híbrido de Vibrações em Estruturas sob Excitação de Banda Larga, utilizando Neutralizador Viscoelástico e Filtro Adaptativo”, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 131p.
- Nobrega, P. G.B., 2004, “Análise dinâmica de estruturas de concreto: Estudo experimental e numérico das condições de contorno de estruturas pré-moldadas”, Tese de Doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.
- Rao, S.S., 2008, “Vibrações Mecânicas”, 4 ed. Pearson, São Paulo.

- Rodrigues, M. G.; BUSQUINI, J. A.; SANTARINE, G.A., 2010, "Oscilador harmônico amortecido e séries infinitas", Revista Brasileira de Ensino de Física [online], vol.32, n.4, P. 4304-1-4304-5.
- Shigley, Joseph E., Mischke, C. R. e Budynas, R. G., 2005, "Projeto de Engenharia Mecânica", Bookman, Porto Alegre.
- Silva, C. T. da., 2005, "Projeto e Localização Ótimos de Sistemas de Neutralizadores Dinâmicos Viscoelásticos Usando Algoritmos Genéticos", Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 154p.
- Soeiro, N.S., 2011, "Vibrações e o Corpo Humano: Uma Avaliação Ocupacional", Universidade Federal do Pará, Pará, 10p.
- Soeiro, N.S., 2001, "Análise Modal Experimental", Universidade Federal do Pará, Pará, 74p.
- Thomson, W. T., 1978, "Teoria da vibração: com aplicações", Tradução Cássio Sigaud. Rio de Janeiro: Interciência, 461 p.
- Holanda, R.V., 2012, "Uma metodologia de Atenuação de Ruído Transmitido por LAJES Utilizando Absorvedores Dinâmicos de Vibração", 125 p. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia.

## 8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

"Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho".

# DESIGN AND CONSTRUCTION DYNAMIC VIBRATION NEUTRALIZER USING SPRINGS STEEL COIL

**Kamilla Lourenceti Pires – kamilla.lpires@gmail.com<sup>1</sup>**  
**Kamylla Rezende Cardoso – kamyllarezende@hotmail.com<sup>1</sup>**  
**Ricardo Victória de Holanda – ricardo.holanda@ifg.edu.br<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Estado de Goiás rua 75 n° 46 st. Centro Goiânia-GO.

**Abstract:** *In order to control displacements that can endanger the integrity of structures and can cause discomfort to the human being, it use devices that when attached to the structure, they reduce the movements created by vibration. It is realized in this research the design and construction of dynamic vibration neutralizer (DVN), that are devices added to a primary system that want to eliminate vibration. The DVN is only able to eliminate the vibratory movement referring to a simple spatial coordinate associated to a specific frequency, known as frequency of tuning. There were designed and constructed devices with one, two and four springs associated in parallel and series. To obtain the elastic stiffness parameter of the helical springs a test was performed to determine the statically elastic constant. For validation of the proposal was made an experimental modal analysis (EMA) with transient excitation. The result of the natural frequency of the DVN was proportional to the number of springs associated and the kind of association.*

**Keywords:** *Passive Control Vibration, Dynamic Vibration Neutralizer, Modal Analysis, Steel Helical Spring*